

THÈSE

PRÉSENTÉE POUR OBTENIR LE TITRE DE

DOCTEUR

DE

L'ÉCOLE CENTRALE DE LYON

SPÉCIALITÉ: MÉCANIQUE

ÉCOLE DOCTORALE DE MÉCANIQUE DE LYON (UCBL/INSA/ECL)

PAR

Jocelyn PÉRISSE

ÉTUDE, CONCEPTION ET RÉALISATION D'UNE SUSPENSION ACTIVE D'UN SIÈGE DE VÉHICULE ROUTIER POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT DYNAMIQUE

(Version provisoire du 9 novembre 1997)



Soutenue le 1997, devant le jury d'examen :

M. Sabot, Professeur, LTDS École centrale de Lyon	Président
M. Bourquin, Directeur de recherche, LCPC Marne la Vallée	Rapporteur
M. Lallement, Professeur, Université de Franche-Comté	Rapporteur
M. Giavotto, Professeur, Politecnico di Milano	Examineur
M. Jézéquel, Professeur, LTDS École centrale de Lyon	Examineur
M. Judic, Docteur-Ingénieur Bertrand Faure	Examineur
M. Van Effenterre, Directeur de recherche Bertrand Faure	Examineur

T 1809
ÉCOLE CENTRALE DE LYON
BIBLIOTHEQUE
BP 163 F - 69131 ECULLY CEDEX

**ÉTUDE, CONCEPTION ET RÉALISATION D'UNE
SUSPENSION ACTIVE D'UN SIÈGE DE VÉHICULE
ROUTIER POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT
DYNAMIQUE**

Résumé

Ce travail porte sur l'étude, la conception et la réalisation d'une suspension active pour un siège de véhicule automobile. Il s'appuie sur les connaissances théoriques du domaine du contrôle actif des vibrations. Dans notre cas, la solution « active » a été utilisée pour améliorer le confort routier des conducteurs.

Nous avons d'abord étudié dans quelles mesures les critères de confort (statiques, posturaux, dynamiques) étaient pris en compte dans les paramètres de conception des sièges actuels. Puis nous avons choisi de développer une suspension « optimisée » pour répondre au problème spécifique de l'isolation vibratoire du conducteur.

Trois points ont particulièrement été développés dans ces travaux.

- Le premier est consacré à l'étude théorique des suspensions passives, semi-actives et actives. L'intérêt d'une suspension de siège, pour améliorer l'isolation du passager, est étudiée avec un modèle simple. Une analyse de sensibilité des paramètres de conception du système a permis de montrer les limites des suspensions passives par rapport aux suspension semi-actives. Une revue des différentes méthodes de contrôle est présentée. Pour chacune d'elles, nous présentons leurs fondements théoriques et leurs domaines d'applications.

- Le deuxième est consacré à la modélisation et aux simulations numériques du comportement dynamique « contrôlé » du siège. La mise en œuvre d'un actionneur électromécanique, au fonctionnement réversible, nous a permis de réaliser deux lois de commande. La première, dissipative, reprend un schéma classique de l'amortisseur semi-actif *skyhook* de Karnopp. La deuxième, active, est originale et met en œuvre une boucle de régulation de type *cascade*. Les simulations numériques ont permis de valider l'efficacité des lois de commande sur l'isolation globale du siège. Le modèle est utilisé comme outil de conception du prototype, pour dimensionner et optimiser les divers éléments mécaniques et électromécaniques de la suspension .

- Le dernier porte sur la conception et la réalisation du prototype de la suspension active de siège et plus particulièrement : du guide cinématique, du dispositif de raideur, de l'actionneur électromécanique et de sa commande électronique. La caractérisation du système sur un banc d'essai et les performances obtenues en terme d'isolation et de confort sont présentées pour différentes sollicitations stationnaires et transitoires.

Mots clés : Siège, Confort, Suspension active, Contrôle actif, Isolation, Modélisation, Actionneur électrique, Asservissement en effort, Conception, Prototype, Matériaux cellulaires, Modèles viscoélastiques.

Abstract

This work deals with the study, the design and the realization on an active car seat suspension. It starts from the actual theoretical knowledge of active control of vibrations. In our case, we have applied an "active solution" to improve the comfort of car passenger.

The comfort criteria (statical, postural, dynamical) which are now taken into account in the design of actual car seats, have been firstly reviewed. On this basis, we have chosen to develop an optimized suspension to solve the specific problem of vibratory isolation of the passenger.

Three points have been mainly developed:

- The first is devoted to a theoretical study of passive, semi-active and active suspensions. Through the use of a simple model, the ability of seat suspension to improve the passenger comfort has been investigated. An analysis performed on the sensitivity of the design parameters has demonstrated the limitation of passive suspensions compared to semi-active ones.

- The second point concerns the modelization and the numerical simulation of the dynamical behaviour of the "controlled seat". We have applied an electromechanical actuator, presenting a reversibility property, permitting the use of two laws of control: the first one is dissipative and is based on the classical principal of the *skyhook* semi-active damper. The second is active and original. It uses an imcomplete state feed-back loop. Numerical simulations have shown the efficiency of those laws for the global isolation of the seat. The modelling has also been used as a major design tool to optimize the different parts of the prototype.

- The last point deals with the design and the realization of the prototype of the active seat suspension and more specifically, the kinematic guide, the stiffness mechanism, the electromechanical actuator and his electronic control. The system has been fully characterized on a test-rig and the performances concerning the isolation and comfort are presented regarding different excitations: stationnary and transitory.

Key words: Seat, Comfort, Active suspension, Active control, Isolation, Electrical actuator, Design, Prototype, Cellulary materials, Modelisation, Viscoelastic models.

Sommaire

Introduction	1
1 Contexte de l'étude	5
1.1 Introduction	5
1.2 L'environnement vibratoire dans un véhicule automobile	6
1.2.1 Introduction	6
1.2.2 Conditions expérimentales	7
1.2.3 Rappels d'analyse spectrale	7
1.2.4 Résultats de l'analyse spectrale	9
1.3 Les différents critères de confort	14
1.3.1 Généralités sur le confort	14
1.3.1.1 Considérations biomécaniques	16
1.3.1.2 Considérations physiologiques et ergonomiques	16
1.3.1.3 Normes et recommandations	18
1.3.1.4 Filtres de confort	20
1.3.1.5 Effet du temps d'exposition	22
1.3.2 Structure d'un siège automobile	22
1.3.3 Paramètres du siège et confort	24
1.3.3.1 Paramètres posturaux	25
1.3.3.2 Paramètres statiques	31
1.3.3.3 Paramètres dynamiques	31
1.4 Description des problématiques du confort dynamique d'un siège	34
1.4.1 La problématique industrielle	34
1.4.2 La problématique scientifique	36
1.4.2.1 L'isolation vibratoire du siège	36
1.4.2.2 La suspension de siège	36
1.4.2.3 Les voies nouvelles	38
1.4.2.4 Les actions à mener	40
1.5 Étude du comportement de la mousse d'assise	41
1.5.1 Introduction	41
1.5.2 Généralités	41

1.5.3	Les différentes approches de la modélisation	42
1.5.3.1	L'approche minimécanique	43
1.5.3.2	L'approche macromécanique	48
1.5.3.3	Conclusions	51
1.5.4	La modélisation du comportement viscoélastique	51
1.5.4.1	Caractéristiques dynamiques	51
1.5.4.2	Modèles viscoélastiques	54
1.5.5	Conclusions	66
1.6	Hypothèses de l'étude	67
1.7	Conclusions du chapitre	68
2	Étude de l'isolation vibratoire du siège	71
2.1	Introduction	71
2.2	Généralités	72
2.3	Cas d'un système à un degré de liberté	73
2.3.1	Amortisseur passif	73
2.3.2	Amortisseur piloté	76
2.3.3	Comportement à la résonance et à haute fréquence	77
2.4	Cas du siège de véhicule	79
2.4.1	Introduction	79
2.4.2	Définition des paramètres de la suspension	80
2.4.2.1	Choix de la raideur de la suspension	83
2.4.2.2	Choix du coefficient d'amortissement de la suspension	84
2.4.2.3	Effet de la variation de la masse du conducteur	86
2.5	Conclusions	87
3	Rappels sur la théorie du contrôle actif des structures	89
3.1	Introduction à la commande des systèmes	90
3.1.1	Notion de système	90
3.1.2	Objectifs de la commande des systèmes	91
3.1.3	Le problème général de la commande	95
3.2	Modélisation des systèmes	95
3.2.1	La fonction de transfert	97
3.2.2	Modèle d'état	99
3.3	Contrôle actif par retour d'état	100
3.3.1	Préliminaires	100
3.3.2	Contrôle optimal linéaire	100
3.3.2.1	Contrôle optimal en régime forcé stochastique	101
3.3.2.2	Intérêts de la commande par retour d'état	104
3.3.2.3	Commande sous-optimale	105

3.3.2.4	Commande semi-active	106
3.4	Autres méthodes de contrôle	107
3.4.1	Commande par placement de pôles	107
3.4.2	Contrôle modal	108
3.4.3	Contrôle adaptatif	109
3.4.4	Commande par logique floue	109
3.5	Conclusions	112
4	La suspension active du siège : modélisation et simulation	115
4.1	Introduction	115
4.2	Modélisation du système	117
4.2.1	Choix et hypothèses simplificatrices	117
4.2.2	Description du modèle	118
4.2.3	Mise en équations du système	120
4.2.4	Les paramètres du modèle	124
4.2.4.1	Les paramètres de l'actionneur	124
4.2.4.2	Les autres paramètres du modèle	126
4.3	Lois de commandes et simulations	127
4.3.1	Choix des lois de commande	127
4.3.2	Commande semi-active	128
4.3.2.1	Concept de l'amortisseur idéal « skyhook »	128
4.3.2.2	L'amortisseur semi-actif	130
4.3.2.3	Simulations numériques	133
4.3.3	Commande active	141
4.3.3.1	Motivations	141
4.3.3.2	Simplification du modèle	141
4.3.3.3	Analyse temporelle du processus	143
4.3.3.4	Étude du système en boucle ouverte	145
4.3.3.5	Étude du système en boucle fermée : boucle de courant	147
4.3.3.6	Le régulateur cascade	150
4.3.3.7	Boucle en accélération	152
4.3.3.8	Boucle en position	154
4.3.3.9	Boucle en position et anticipation	157
4.3.3.10	Robustesse liée à la variation du chargement	160
4.4	Conclusions	163
5	Prototype de la suspension active de siège	165
5.1	Description du prototype	165
5.1.1	Schéma de principe	165
5.1.2	Le prototype	166

5.2	Conception des sous-ensembles mécanique et électromécanique	169
5.2.1	Éléments de théorie des mécanismes	169
5.2.1.1	Généralités	169
5.2.1.2	Précisions théoriques sur les mécanismes à mouvement plan	170
5.2.2	Synthèse du guide cinématique 6 barres	173
5.2.2.1	Analyse fonctionnelle	173
5.2.2.2	Synthèse structurale	174
5.2.2.3	Synthèse dimensionnelle	175
5.2.3	Conception du système de raideur	177
5.2.3.1	Analyse fonctionnelle	177
5.2.3.2	Calcul et optimisation du système de raideur	179
5.2.4	Choix et optimisation des engrenages utiles à la transmission de mou- vement actionneur/suspension	183
5.2.4.1	Optimisation du système pignon/crémaillère	183
5.2.4.2	Optimisation du réducteur/multiplicateur	187
5.3	Conception de la partie commande	190
5.3.1	La carte de commande analogique	190
5.3.2	Intégration du signal d'accélération	192
5.3.3	Filtre passe-bas sur l'amplificateur courant	193
5.3.4	Caractérisation de l'asservissement en effort	195
5.4	Identification des paramètres mécaniques	197
5.5	Conclusions	200
6	Résultats expérimentaux	203
6.1	Description du banc d'essai	203
6.1.1	Présentation générale	203
6.1.2	Moyens d'essais	203
6.2	Critères d'analyse des performances	204
6.2.1	Les essais normatifs	205
6.2.2	Critères retenues par la norme pour la qualification du siège	206
6.2.3	Choix et description des essais réalisés	208
6.3	Confrontation modèle-prototype	211
6.3.1	Identification des paramètres du modèle	211
6.3.1.1	Modèle simplifié à un degré de liberté en boucle ouverte et fermée	211
6.3.1.2	Modèle à deux degrés de liberté: validité et justification du modèle simplifié	214
6.3.2	Étude de la non-linéarité de frottement	214
6.4	Caractérisation de l'actionneur dans la suspension	217

6.4.1	Asservissement en effort	217
6.4.2	Caractéristiques des efforts de chaque commande	220
6.5	Performances des différentes commandes	223
6.5.1	Introduction	223
6.5.2	Essais avec conformateur	223
6.5.2.1	Commandes dissipatives	223
6.5.2.2	Commande active	227
6.5.3	Essais avec passager	230
6.5.3.1	Analyse des mesures avec conformateur et sujet	233
6.6	Analyse comparative des différentes commandes	234
6.6.1	Calcul des Dsp	235
6.6.2	Calcul des SEAT	235
6.6.3	Considérations énergétiques des commandes	237
6.7	Conclusions et discussions	238
Conclusions et perspectives		241
Références bibliographiques		249
Annexes		259
A	Contrôlabilité-observabilité d'un système	259
A.1	Contrôlabilité d'un système linéaire	259
A.2	Observabilité d'un système linéaire	260
B	Stabilité-robustesse d'un système	261
B.1	Stabilité	261
B.1.1	Notion de stabilité	261
B.1.2	Critères algébriques	262
B.1.3	Critère de Nyquist	263
B.1.4	Critère du revers	264
B.1.5	Méthode directe de Lyapunov	264
B.2	Robustesse	265
B.3	Compromis performance-robustesse	265
C	Lieu d'Evans	271
C.1	Relations de définition	271
C.1.1	Condition des arguments	272
C.1.2	Condition des modules	272
C.2	Interprétation géométrique	272

D	Fiche de calcul d'un ressort	275
D.1	Fiche de calcul d'un ressort	275
D.2	Choix du ressort	276
D.3	Courbes $[F(z), F^*(z)] = f(z)$	277

Introduction

De nombreux travaux théoriques et expérimentaux traitent de l'application des théories de la commande optimale pour le contrôle actif des vibrations des structures et systèmes mécaniques ([13]). Par exemple, les travaux de Karnopp dans le domaine des suspensions de véhicules ont permis de montrer les performances atteintes par les systèmes actifs dans l'isolation des vibrations des véhicules terrestres. Le choix des lois de commandes ainsi que la technologie des actionneurs utilisés dépendent du domaine d'application ([59]).

Les perspectives intéressantes ouvertes par ce type de réalisations, pour les suspensions de véhicules, nous conduisent aujourd'hui à soulever la question de son application possible à d'autres domaines, tel que celui du siège et de l'isolation vibratoire de son conducteur. La suspension d'un véhicule (quand elle existe), doit répondre à des contraintes et exigences propres (tenue de route par exemple). Sa conception résulte de critères parfois loin de ceux utiles pour le confort du conducteur. Il vient alors à l'esprit d'équiper les sièges d'un système dédié à la fonction confort des passagers. C'est le problème que nous avons choisi de traiter ici en collaboration avec un industriel du siège automobile : Bertrand Faure.

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'application de ces travaux théoriques du domaine du contrôle actif des vibrations, à l'isolation vibratoire d'un siège de véhicule automobile. L'objectif est alors d'étudier, de concevoir et de réaliser une suspension active qui permette d'améliorer le confort des conducteurs. L'intérêt de ce travail est d'utiliser les résultats des recherches fondamentales et de prendre en compte des connaissances existantes afin de les mettre sous forme opérationnelles, et applicables à un problème de conception.

Il s'agit donc d'un travail de recherche à la frontière entre la recherche appliquée et le développement expérimental d'un système nouveau, plus performant que les solutions existantes.

L'intérêt des systèmes actifs et les progrès effectués dans le domaine des systèmes de commandes par ordinateur a suscité une activité de recherche importante pour optimiser l'isolation des vibrations. De même, la maîtrise de nouveaux actionneurs a permis d'ouvrir la voie à de nouvelles applications, touchant différents domaines : le transport, le génie civil, les matériels militaires...

Actuellement, l'enjeu est d'être capable de maîtriser l'ensemble des étapes de conception d'un système de commande pour aboutir finalement à sa réalisation et à son implantation sur la structure à contrôler. Cependant, jusqu'à présent, peu de travaux ont traité de l'ensemble de la démarche. Il s'agit d'abord d'élaborer des modèles permettant de concevoir et de dimensionner le dispositif de commande, de simuler le fonctionnement du système et finalement d'évaluer les performances globales de la commande. Il s'agit ensuite de déterminer les lois de commande, les méthodes appropriées pour effectuer la synthèse des lois de commande, de développer des outils permettant d'étudier la stabilité et la robustesse du système contrôlé. Lors de cette étape, le choix de l'actionneur est déterminant. En effet, la réussite de la conception d'un système de contrôle actif est très dépendante de la qualité et de la maîtrise des actionneurs. Il faut être capable de disposer d'actionneurs adaptés aux spécificités de la structure à contrôler et aux contraintes technologiques et industrielles. Les critères retenus sont : les niveaux d'efforts disponibles, les temps de réponse, la bande passante, leur linéarité...

Après avoir correctement modélisé et dimensionné le système, viennent la réalisation et l'implantation dans la structure. Afin de valider la démarche de modélisation et de conception, il est nécessaire de concevoir un prototype et contruire un banc d'essai pour caractériser ses performances.

Dans ce travail, nous avons choisi de suivre l'ensemble de cette démarche pour résoudre un problème d'isolation spécifique : l'isolation vibratoire d'un siège de véhicule automobile. Plus précisément, nous sommes intéressés à l'isolation active d'un passager sur un siège de véhicule en cherchant à diminuer les accélérations transmises à l'interface siège/sujet.

L'intérêt de ce travail est à la fois de suivre une démarche globale (qui met en jeu des connaissances pluridisciplinaires) tout en respectant un certain nombre de contraintes propres à l'environnement du siège.

L'état de l'art sur la prise en compte des critères de confort (statiques, posturaux et dynamiques) dans les paramètres de conception des sièges actuels permet de dégager les points suivants :

- la conception des sièges est optimisée à partir de critères de confort statiques et posturaux. Le confort dynamique est traité *a posteriori*, avec un jeu de paramètres réduits et difficile à maîtriser ;
- la modélisation d'un siège est complexe, de part la difficulté de décrire le comportement des matériaux mous et de par la complexité de modélisation des couplages avec le corps humains ;
- la synthèse des paramètres de conception est très difficile à obtenir, du fait de la complexité des modèles, du comportement non linéaire de certains éléments, de la difficulté de modéliser la diversité des sujets. Les paramètres de conception qui permettent d'optimiser les critères de confort sont fortement couplés ce qui oblige à faire

des compromis.

Cette étude nous a permis de démontrer la nécessité de développer une suspension « optimisée » pour répondre au problème spécifique de l'isolation vibratoire du conducteur.

Le contenu du document est structuré comme suit :

Le premier chapitre traite de l'environnement vibratoire des véhicules automobiles et du confort des sujets au poste de conduite. Nous montrons comment les critères de confort sont intégrés dans la conception des sièges actuels. Cette étude permettra de justifier le choix d'une suspension de siège pour isoler le conducteur des vibrations. Dans ce chapitre, nous abordons aussi le problème de la modélisation du comportement de la mousse et nous présentons la démarche retenue pour intégrer le « facteur mousse » au modèle de siège.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude du concept de la suspension passive de siège sur un modèle linéaire à deux degrés de liberté. Le problème de l'isolation vibratoire du siège sera abordé et le choix des paramètres de la suspension seront discutés. Cette étude est utile pour comprendre pourquoi une suspension passive permet d'améliorer fortement la réponse dynamique du siège et quelles sont ses limites.

La troisième partie de l'étude concerne la théorie des lois de commande. Les notions utiles à la compréhension du problème du contrôle actif des vibrations seront brièvement présentées.

La quatrième partie présente le modèle théorique du prototype et les simulations numériques illustrant les performances obtenues avec deux lois de commande. C'est sur la base de ce travail théorique que le prototype a été réalisé.

La cinquième partie est consacrée à la présentation du prototype et à la mise en œuvre de celui-ci. Cette partie met en évidence l'importance de l'évaluation des contraintes (issues du modèle) qui doivent être traduites en fonction des paramètres de conception disponibles.

La sixième partie est dédiée aux résultats expérimentaux. Le banc d'essai vibratoire élaboré spécifiquement pour caractériser le prototype est présenté. Les performances d'isolation de la suspension active du siège sont démontrées pour diverses perturbations. Elles sont comparées aux performances d'un siège de véhicule actuel sans suspension.

Nous présenterons enfin les conclusions et les perspectives de ce travail.

Chapitre 1

Contexte de l'étude

1.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons définir les différents facteurs qui contribuent au confort d'un occupant dans un siège de véhicule. On distingue trois types de confort : le confort statique, postural et dynamique (ou vibratoire). C'est surtout de ce dernier dont il sera question dans ce chapitre. Nous verrons que d'autres critères interviennent dans la définition du confort.

Comment définir le concept de confort vibratoire pour un siège de véhicule? Plusieurs paramètres doivent être pris en compte dans cette définition : il faut décrire l'environnement vibratoire du véhicule et connaître la perception du corps humain à ces vibrations. Concernant la perception des individus aux vibrations, toutes les connaissances relatives à l'accommodation des humains, en présence d'environnements vibratoires, sont basées sur le jugement subjectif d'humains (perception d'une gêne). Ces jugements sont ensuite mis en relation avec des mesures physiologiques et des mesures objectives (ou physiques). Par exemple, si l'on analyse la réaction d'un conducteur au volant d'un véhicule, lors du passage d'un ralentisseur, il se sentira généralement responsable de l'inconfort résultant du passage de l'obstacle et pourra incriminer le mauvais comportement des amortisseurs. Par contre, si il circule sur une mauvaise route (avec des pavés par exemple), il se sentira « démuni » face à cette situation d'inconfort et attendra un rôle de son siège et/ou des suspension de son véhicule. Nous voyons que la définition du confort est très subjective car elle fait avant tout appelle au jugement humain.

Nous évoquerons donc tout d'abord les aspects physiologiques du confort. Ensuite, nous analyserons comment ces aspects « confort » sont pris en compte dans la conception d'un siège de véhicule automobile et nous chercherons à identifier quels paramètres sont pris en compte dans la conception. Nous mettrons alors en évidence la difficulté d'une « synthèse optimale » dès lors que les mêmes paramètres sont contraints par des considérations différentes, telles que la statique et la dynamique.

Des études ont déjà montré que le confort de l'occupant d'un siège de véhicule est tout d'abord conditionné par les caractéristiques physiques du coussin d'assise ([52]), et notamment la raideur et l'amortissement de l'assise. Par exemple, on sait que le comportement dynamique du siège dépend beaucoup des caractéristiques du matériau constituant l'assise du siège. Une étude préalable sur la mousse de siège nous a semblé nécessaire avant d'aborder le problème de la l'isolation à l'aide d'une suspension.

Nous décrivons ensuite brièvement l'état de l'art concernant les suspensions de sièges utilisées dans les véhicules routiers. Nous dégagerons les avantages et les inconvénients de ces systèmes et nous examinerons leurs performances en terme de confort vibratoire. L'étude détaillée de l'isolation vibratoire du siège à l'aide d'une suspension sera abordée au chapitre 2.

1.2 L'environnement vibratoire dans un véhicule automobile

1.2.1 Introduction

Les vibrations ressenties comme gênantes par le conducteur sont, principalement, les accélérations verticales du plancher qui lui sont transmises par le siège. En fait, les vibrations transversales existent mais sont beaucoup moins gênantes sur le confort. De plus, il existe un phénomène de couplage, avec le dossier du siège, qui induit une vibration longitudinale ressentie comme gênante.

Les vibrations du plancher sont générées par les défauts, rugosités et obstacles présents sur les routes. Leurs niveaux vibratoires dépendent des interactions des pneus avec le sol, de la vitesse et du comportement dynamique du véhicule ([15]). Pour beaucoup de types de véhicules, ces sources de perturbations sont en partie filtrées par l'étage de suspension situé entre les roues et la caisse. C'est le cas des véhicules automobile, des camions et des autocars.

Le choix des caractéristiques de la suspension résulte d'un inévitable compromis entre la tenue de route et le confort. En effet, la tenue de route nécessite des suspensions fermes (raideurs élevées) alors que le confort requiert des suspensions souples (faibles raideurs). L'évolution, observée ces dernières années, montre que les constructeurs ont tendance à privilégier la tenue de route au confort pour des raisons liés avant tout à la sécurité. Néanmoins, pour les véhicules automobiles, l'environnement vibratoire, s'il procure des gênes, ne peut être qualifié de sévère.

En revanche, pour les véhicules dont la caisse n'est pas suspendue, l'environnement vibratoire peut être ressenti très durement et une exposition prolongée peut entraîner une augmentation de la fatigue et des risques pour la santé des individus ([121],[48]). Il s'agit généralement des véhicules tout-terrain comme les véhicules militaires ou de travaux publics

et les tracteurs agricoles. Dans cette étude, nous nous intéresserons plus particulièrement au cas de l'environnement vibratoire dans un véhicule automobile. Nos propos pourraient bien sûr être étendus aux autres véhicules routiers (VUL¹, PL²).

1.2.2 Conditions expérimentales

Il est important de connaître la nature des vibrations car elles constituent la source des perturbations à éliminer. Pour cela, nous avons enregistré les signaux vibratoires d'un plancher de véhicule automobile. Ce véhicule est confronté à différents types de route de manière à avoir une bonne représentation des différents environnements vibratoires en fonction de l'utilisation du véhicule. Les signaux sont les accélérations du plancher, enregistrés sous le siège du conducteur.

Le but de ces mesures est d'effectuer l'analyse spectrale de ces signaux, afin de déterminer leur contenu fréquentiel et leurs amplitudes. En effet, connaître la bande passante de ces vibrations est utile pour identifier la bande de fréquence pour laquelle l'isolation du siège devra être maximale. Une étude complète des vibrations du plancher de différents véhicules circulant sur plusieurs types de revêtements se trouve dans le rapport [90].

Les analyses trouvées dans la littérature utilisent le calcul de la densité spectrale des signaux d'accélération du plancher, pour étudier l'influence des profils de routes et des types de véhicules, sur leur contenu fréquentiel ([41],[44]). Nous utiliserons aussi le calcul de la densité spectrale qui nous a semblée bien adaptée dans notre cas.

Les conditions expérimentales de l'enregistrement des signaux sont :

- Enregistrement avec un DAT³ embarqué dans le véhicule ;
- Roulage à vitesse constante ;
- Accéléromètre placé sous le siège conducteur (fixation arrière gauche).

Les paramètres d'acquisition sont :

- Fréquence d'échantillonnage : $F_e = 512$ Hz ;
- Fréquence de coupure du filtre passe-bas : $F_c = 120$ Hz ;

Les profils de route empruntée par le véhicule sont indiqués dans le tableau 1.1

1.2.3 Rappels d'analyse spectrale

Les signaux temporels d'accélération sont aléatoires, stationnaires et ergodiques ([52]). Nous avons choisi de calculer la densité spectrale de puissance S_f , pour chaque type de

1. Voiture Utilitaire Légère

2. Poids Lourd

3. Digital Audio Tape : enregistreur numérique sur bande

Profil	Vitesse (Km/h)	Commentaires
Autoroute - A100	100	Route lisse
Route Nationale - RN60	60	Route granuleuse
Route pavée - RP40	40	Mauvaise route
Voie ferrée - BI20	20	Passage de 2 rails
Ralentisseur - TS50	50	Passage d'un ralentisseur

Tab. 1.1 – Profils de route

route. Ce calcul nécessite de moyenner plusieurs échantillons pris dans le signal original, et que les échantillons soient eux-mêmes stationnaires.

Soit un signal temporel $z(t)$ aléatoire, stationnaire de moyenne $\bar{z}(t)$. On effectue une transformée de Fourier pour étudier le signal dans le domaine fréquentiel. Rappelons les définitions suivantes :

$$F_e = \frac{1}{\Delta t} \quad (1.1)$$

$$F_{max} = F_{Niquist} = \frac{F_e}{2} \quad (1.2)$$

$$\Delta F = \frac{F_{Niquist}}{N_{raies}} \quad (1.3)$$

$$N_{points} = 2 N_{raies} \quad (1.4)$$

$$T_{max} = 2 N_{raies} \Delta t \quad (1.5)$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{ll} F_e & : \text{Fréquence d'échantillonnage} \\ \Delta t & : \text{Pas de temps} \\ T_{max} & : \text{Temps total de l'échantillon} \\ N_{points} & : \text{Nombre de points de l'échantillon} \\ F_{max}, F_{Niquist} & : \text{Fréquence maxi} \\ N_{raies} & : \text{Nombre de raies en fréquence} \\ \Delta F & : \text{Pas en fréquence} \end{array} \right.$$

La figure 1.1 permet d'illustrer les paramètres temporels d'un signal et leurs correspondants fréquentiels. La transformée de Fourier du signal temporel s'écrit :

$$Z(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} z(t) e^{-i2\pi f t} dt \quad (1.6)$$

La transformée de Fourier inverse s'écrit alors :

$$z(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} Z(f) e^{i2\pi f t} df \quad (1.7)$$

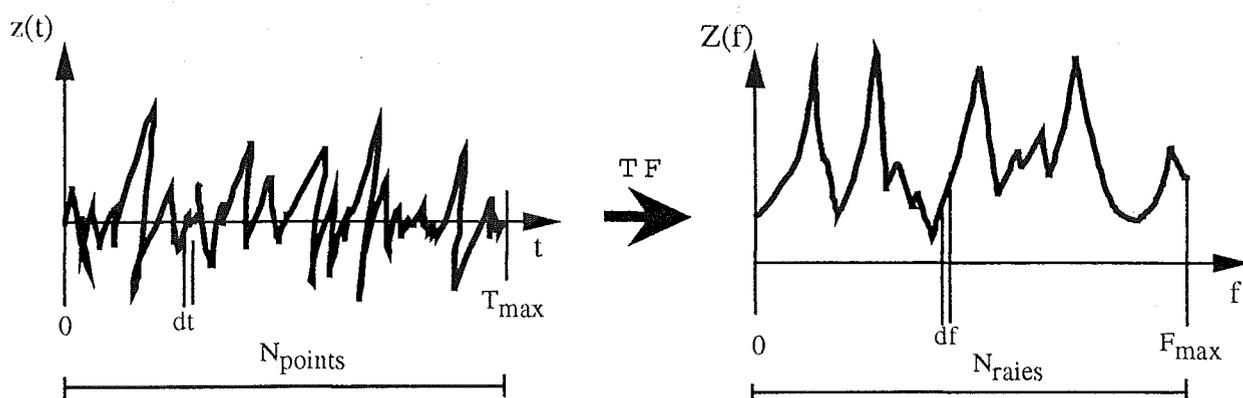


Fig. 1.1 – Passage Temps/Fréquence

Dans le cas des signaux échantillonnés, on utilise la transformée de Fourier discrète :

$$Z(f) = \Delta t \sum_{k=1}^{N_{points}} z(k\Delta t) e^{-i2\pi f k \Delta t} \quad (1.8)$$

La densité spectrale de puissance $S_z(f)$ d'un signal $z(t)$ est définie par la transformée de Fourier de la fonction d'autocorrélation :

$$S_z(f) = \lim_{\tau \rightarrow +\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} R(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau \quad (1.9)$$

La fonction d'autocorrélation $R(\tau)$ est égale à :

$$R(\tau) = E[z(t) z(t + \tau)] \quad (1.10)$$

où E représente l'espérance mathématique. Dans le cas des signaux discrets, l'expression de la Dsp devient :

$$S(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[Z(f) Z^*(f)] \quad (1.11)$$

où $Z^*(f)$ représente le complexe conjugué de la transformée de Fourier de $z(t)$. Les signaux temporels sont découpés en N_{ech} échantillons stationnaires de N_{pts} points, en utilisant une fenêtre temporelle de type Hanning. $S(f)$ est calculée en moyennant les spectres des N_{ech} échantillons.

1.2.4 Résultats de l'analyse spectrale

Le tableau 1.2 présente les écarts type et les amplitudes maximales des signaux mesurés sur le plancher du véhicule. On remarque que les amplitudes des accélérations sont grandes lors de passages d'obstacles (voie ferrée et ralentisseur). L'amplitude de l'accélération est supérieure à 1 g lors du franchissement d'un ralentisseur. Les niveaux sont faibles pour la conduite sur autoroute en raison de la très bonne qualité du revêtement. Le signal obtenu sur route granuleuse (RN60) représente le plus fort niveau d'amplitude des trois signaux

Profil route	$\sigma_{\ddot{z}}$ (en g)	\ddot{z}_{\max} (en g)
A100	0.047	0.18
RN60	0.2	0.86
RP40	0.17	0.61
BI20	0.11	0.40
TS50	0.14	1.22

Tab. 1.2 – Analyse statistique des signaux temporels

stationnaires. Les figures 1.2 et 1.3 représentent les signaux temporels de l'accélération mesurée lors du passage d'un ralentisseur et d'une voie ferrée.

Afin d'observer le comportement du véhicule à basse fréquence lors du passage d'un obstacle, nous avons calculé la position de la caisse en intégrant le signal d'accélération. Avant de procéder à l'intégration des signaux, ceux-ci sont filtrés à l'aide d'un filtre passe-bas pour éliminer les composantes hautes fréquences et les bruits de mesure. Le calcul est réalisé dans le domaine fréquentiel selon le schéma suivant :

$$\ddot{z}(t) \xrightarrow{(1)} \ddot{Z}(f) \xrightarrow{(2)} \ddot{Z}(f) \times H_{LP}(f) \xrightarrow{(3)} Z(f) = \int \int \ddot{Z}(f) = \frac{\ddot{Z}(f)}{-(2\pi f)^2} \xrightarrow{(4)} z(t)$$

avec :

- (1) : Transformée de Fourier
- (2) : Filtrage
- (3) : Intégration double
- (4) : Transformée de Fourier inverse

Nous remarquons que la caisse oscille quatres fois lors du passage de la voie ferrée. Celles-ci traduisent les comportements distincts des essieux avant et arrière. On note aussi que le signal contient des harmoniques.

Les paramètres de calcul des Dsp sont présentés dans le tableau 1.3.

Profil route	N_{pts} du signal	N_{pts}/ech	N_{ech}	Fenêtrage (sec)
A100	36863	2048	18	-
RN60	19967	1024	19	-
PA40	17407	1024	17	-
BI20	3071	1351	1	1.8 – 4.5
TS50	1023	256	1	0.7 – 1.26

Tab. 1.3 – Paramètres de calcul des Dsp

La figure 1.4 représente les résultats du calcul des Dsp des signaux d'accélération pour les trois profils de route A100, RN60 et PA40. Le contenu fréquentiel des trois signaux,

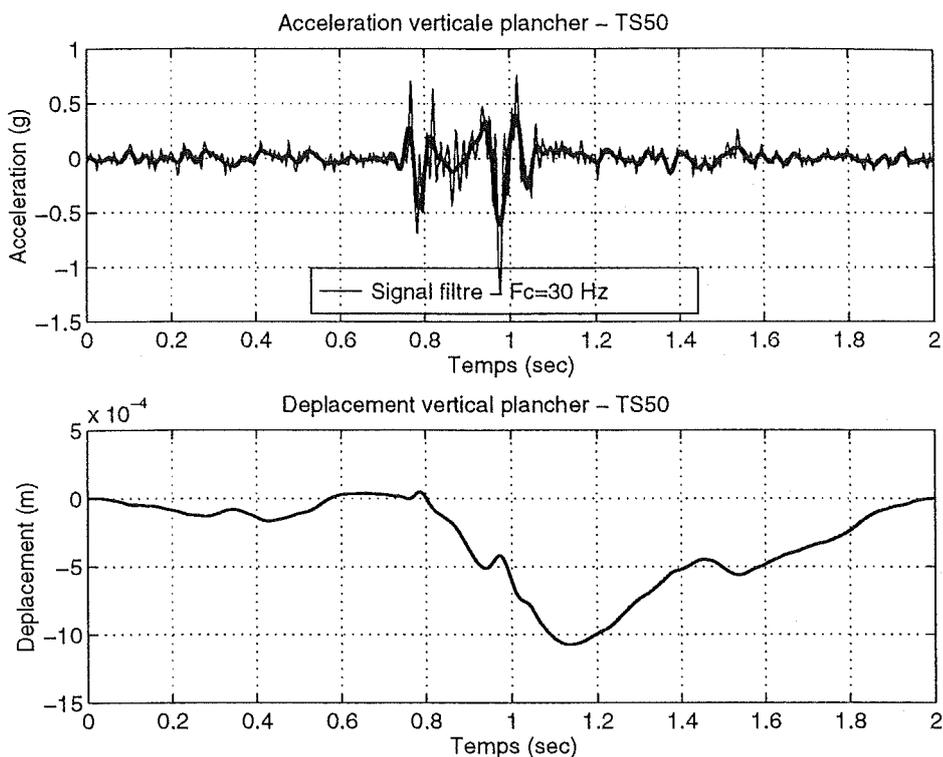


Fig. 1.2 – Accélération et position du plancher (ralentisseur)

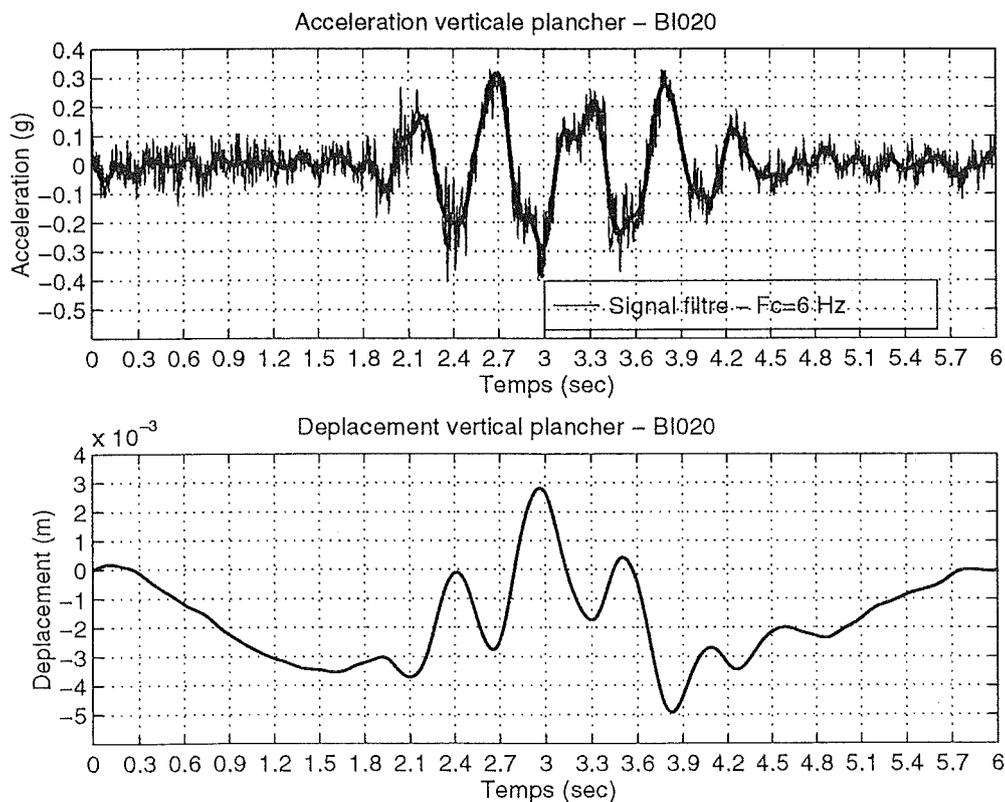


Fig. 1.3 – Accélération et position du plancher (voie ferrée)

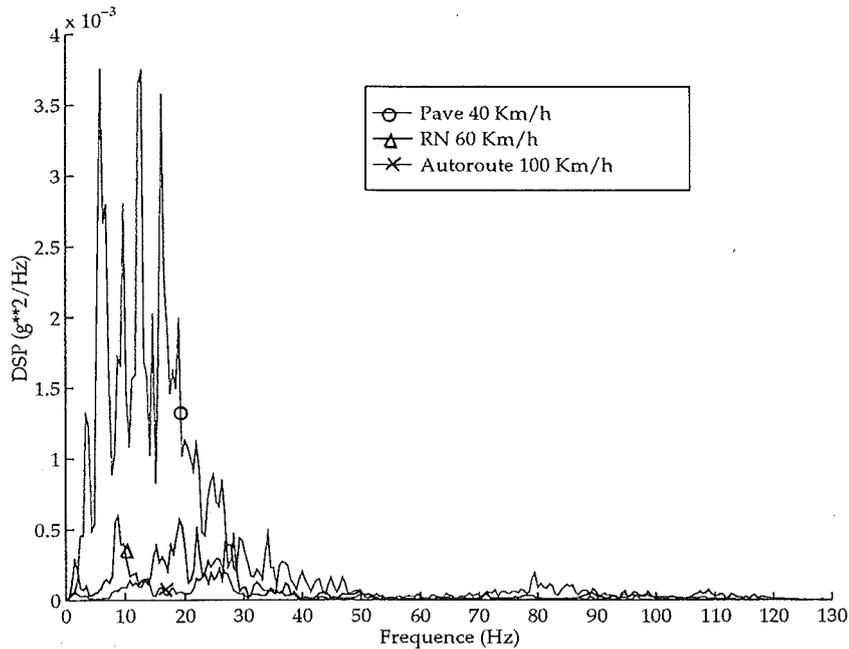


Fig. 1.4 – Dsp de l'accélération pour les 3 profils de route

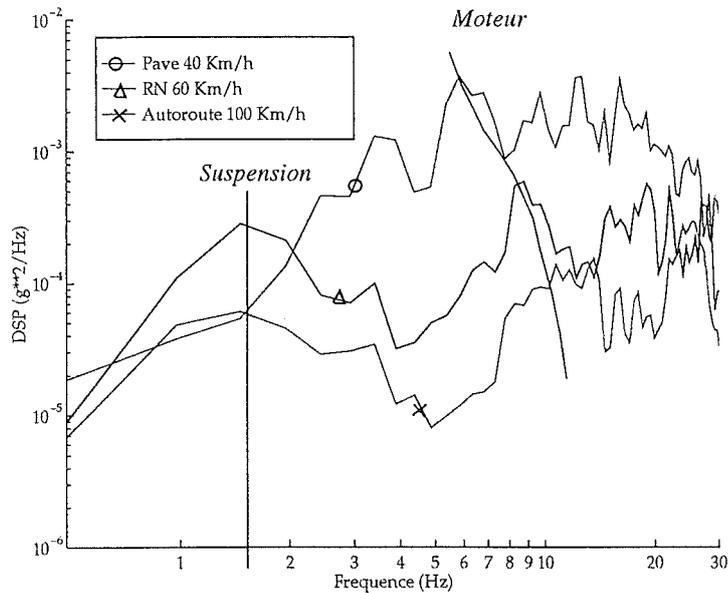


Fig. 1.5 – Dsp des signaux d'accélération pour les 3 profils de route (échelle logarithmique entre [0 – 30] Hz)

montre que la majorité de l'énergie vibratoire est comprise dans la bande de fréquence [0; 30] Hz (cf. figure 1.4). C'est la bande-passante des vibrations du plancher du véhicule.

La figure 1.5 est identique à la figure 1.4 sauf que l'échelle utilisée est logarithmique en fréquence et en amplitude. Plus le profil de la route se dégrade, plus l'amplitude de la Dsp est grande. Ceci est vrai au delà d'une fréquence égale à 2 Hz environ. Les Dsp font

apparaître deux pics principaux : un 1^{er} à 1.5 Hz correspondant à la fréquence de résonance du mode de suspension de la caisse, et un 2^e vers 6 – 8 Hz, correspondant à la fréquence de résonance du mode de suspension du groupe moto-propulseur (GMP) du véhicule ([104]).

Le creux observé entre les deux pics correspond à une anti-résonance qui correspond au mode de tanguage du véhicule. Cette anti-résonance, mesurée au poste de conduite, peut devenir une résonance si l'on mesure le signal d'accélération plancher à l'arrière du véhicule. La conception des sièges peut alors être optimisée différemment selon leur emplacement dans le véhicule.

Le caractère non linéaire des suspensions de caisse est mis en évidence par les différentes courbes. L'effet du frottement sec dans l'amortisseur influence l'isolation de la caisse ; cet effet varie suivant le niveau de sollicitation vibratoire : on obtient une meilleure isolation, à la fréquence du mode de caisse, pour le profil *PA40*. De plus, le pic de résonance du GMP se décale suivant la vitesse du moteur, ce qui s'explique par la modification des propriétés mécaniques des supports moteur en fonction de la fréquence des vibrations (effet rigidifiant).

La Dsp obtenue pour le profil de route CD30 reste largement supérieure à celles des autres profils, ceci est confirmé par la valeur de l'écart type du signal temporel. La Dsp du profil A100 est supérieure aux autres, pour des fréquences supérieures à 80 Hz, mais son amplitude est très faible. Ceci est dû au fait que le spectre d'excitation est plus large bande à grande vitesse. Pour un même profil, plus la vitesse est importante, plus le spectre est large.

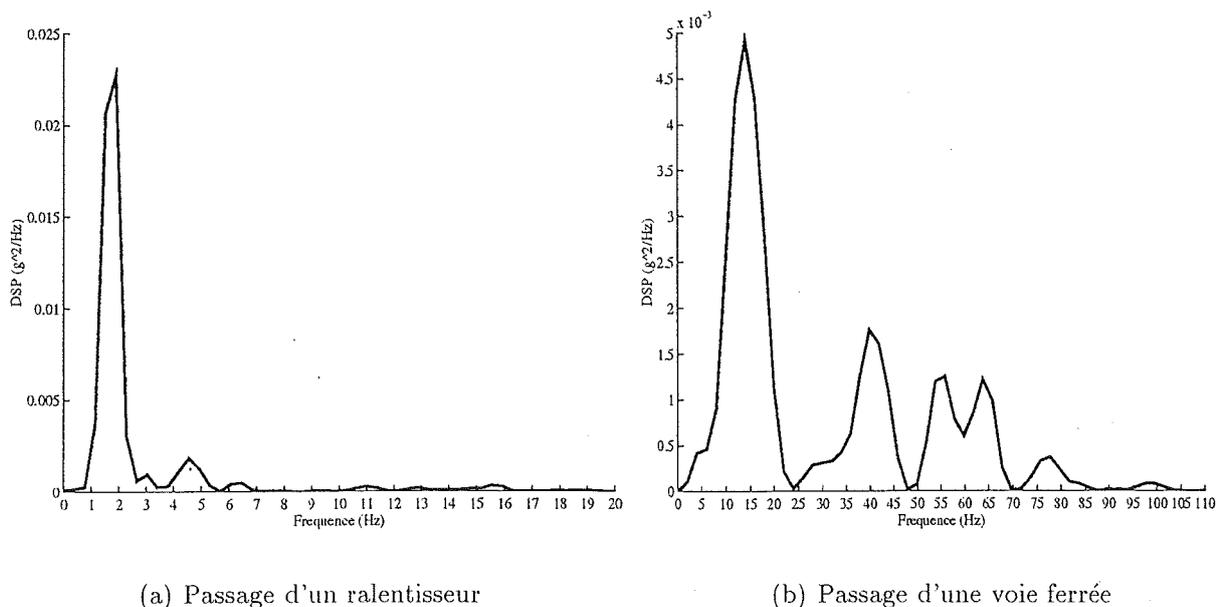


Fig. 1.6 – Dsp des signaux transitoires

Les Dsp obtenues avec les signaux enregistrés par le passage sur un ralentisseur et

une voie ferrée sont représentées figure 1.6. La Dsp 6(a) montre que l'énergie du signal d'accélération est concentrée autour de la fréquence de 2 Hz, c'est à dire autour de la fréquence de résonance de la suspension de caisse. La Dsp 6(b) présente plusieurs pics d'énergie, répartis sur la bande de fréquence [0 – 110] Hz. Le pic principal, centré sur la fréquence 12 Hz, est moins énergétique que celui obtenu sur la Dsp avec passage du ralentisseur.

1.3 Les différents critères de confort

1.3.1 Généralités sur le confort

De travaux traitent du problème de confort des personnes ([121],[55],[98]). La notion de confort dans un véhicule présente de multiples facettes. Elle est plurielle, globale, subjective, individuelle et variable dans le temps. On peut associer, pour chaque axe de la perception humaine, un type de confort différent. On parle, en effet, de confort visuel, tactile, olfactif, climatique, thermique, acoustique, postural, statique (de contact) et dynamique (de maintien et vibratoire). Chacune de ces « fonctions confort » doivent être étudiée et optimisée pour atteindre le résultat désirée.

C'est donc un domaine très vaste et pluridisciplinaire qui relève à la fois de l'anatomie⁴, de la physiologie⁵, de l'ergonomie⁶, de la biomécanique⁷, de la biométrie⁸ et de nombreuses disciplines de la physique (acoustique, mécanique...). Nous nous sommes plus particulièrement intéressé aux problèmes du confort statique, postural et vibratoire des individus dans des véhicules terrestres. Notons que le confort vibratoire est une partie du confort dynamique, qui regroupe aussi l'étude du maintien des sujets face aux efforts d'inertie.

On regroupe généralement sous le terme de confort vibratoire l'effet des vibrations et des chocs sur les individus. On étudie alors la sensibilité des êtres humains à des stimuli qui peuvent être, soient des chocs (vibrations transitoires), soient des vibrations à plus large bande de fréquences (vibrations stationnaires). On considère ici que les vibrations sont transmises au corps humain par des surfaces solides, dans la gamme de fréquences s'étendant de 1 à 80 Hz ([84]).

La grandeur de base pour caractériser l'intensité d'un environnement vibratoire est

4. Science qui étudie les êtres vivants du point de vue de la structure, de la forme et de la disposition des différents organes qui les constituent.

5. Science du fonctionnement des organismes vivants.

6. Discipline scientifique dont l'objet est l'étude de l'adaptation des produits à l'homme (et à son activité).

7. Composante de la biophysique, discipline scientifique qui étudie la structure et le fonctionnement des êtres animés suivant les principes de la mécanique.

8. Discipline qui mesure et étudie, avec l'aide des mathématiques (statistiques, probabilités), les variations biologiques à l'intérieur d'un groupe déterminé.

l'accélération. Les quatre paramètres physiques fondamentaux, lors de l'étude du comportement humain face aux vibrations, sont :

- Leur intensité ;
- Leur fréquence ;
- Leur direction ;
- Le temps d'exposition ;

Les études qui ont permis d'établir les critères pour évaluer le confort vibratoire des individus sont fondées, comme tous les travaux dans le domaine de l'ergonomie, sur des expérimentations mettant en situation des êtres humains ([47],[49],[48]). Le corps humain est alors utilisé comme « capteur », faute de modèle d'humains justes.

Dans le domaine du transport, les ingénieurs ont toujours essayé de relier des mesures objectives de vibrations à la perception de celles-ci par les individus. Le but est d'établir une échelle de correspondance entre la mesure objective des vibrations et le jugement subjectif du sujet ; c'est ce que l'on nomme « l'évaluation sensorielle » ([66],[56]). Ensuite, la difficulté générale est de déterminer les relations entre ces mesures objectives et les paramètres de conception d'un dispositif de protection des vibrations. Nous reviendrons par la suite sur ce point particulier.

Par exemple, on a démontré qu'un temps d'exposition inférieur à 10 minutes est insuffisant pour permettre de recueillir des jugements sur un siège ([124]). D'autres études ont permis de prédire la réaction d'un individu en fonction de l'intensité d'une vibration sinusoïdale, dans la bande de fréquence [5 – 80] Hz, en utilisant une technique de mesure d'intensité relative ([55]). Les essais ont été effectués sur des sujets masculins et féminins, en position assise et debout, pour des vibrations verticales. Les résultats montrent que les sujets sont parfaitement capables de juger de l'intensité des vibrations reçues : une loi générale a aussi été proposée pour relier la mesure à la perception. Elle s'écrit :

$$Y = kX^{0.93} \quad (k = 1.315) \quad (1.12)$$

avec Y l'amplitude subjective et X l'amplitude de l'accélération objective.

Les réactions (ou réponses) du corps humain à l'exposition des vibrations peuvent être classées en trois catégories :

1. Physique (ou comportementale) ;
2. Physiologique ;
3. Psychologique (ou verbale).

Seules les deux premières catégories peuvent donner lieu à des mesures. La troisième, est certes la plus facile à recueillir et la plus utilisée, mais elle n'est que la traduction en mots, *via* un langage, de quelque chose de subjectif, d'abstrait, de global et teinté d'affection.

On comprend donc l'importance du choix des descripteurs et de l'entraînement des sujets, pour que les mots utilisés soient les mots justes, et pour que l'intensité de la perception puisse elle aussi être traduites par l'intermédiaire d'un langage mis au point entre l'expérimentateur et le sujet. Les expériences et travaux menés à ce jour montrent que cette mise au point nécessite que les sujets soient formés et entraînés à l'évaluation sensorielle.

1.3.1.1 Considérations biomécaniques

Le corps humain ne peut pas être, à proprement parlé, assimilé à une masse rigide. Des modèles théoriques, de complexités différentes, constitués de systèmes [masse-ressort-amortisseur] permettent de rendre compte de la dynamique du corps humain (cf. figure 7(a)).

Plusieurs travaux proposent un modèle à deux degrés de libertés, capable de reproduire le comportement dynamique d'un sujet assis à basse fréquence ([100],[43]). Ce modèle linéaire permet de simuler correctement les deux premières fréquences de résonance du corps (figure 7(b)). Il est composé de deux masses M_1 , M_2 , suspendues à un cadre rigide M_0 représentant la colonne vertébrale. La 1^{re} masse M_1 représente le bassin et l'abdomen ; la 2^e, M_2 , représente la tête et la nuque.

Les paramètres du modèles sont déterminés à l'aide d'essais d'impédance sur des sujets assis. Ce modèle est suffisant pour reproduire le comportement basse fréquence du corps humain en position assise ([126]). Il est difficile de fixer des valeurs aux paramètres des modèles car les mesures d'impédance dépendent de l'excitation, de l'activité musculaire du sujet et de sa posture (son attitude et ses appuis).

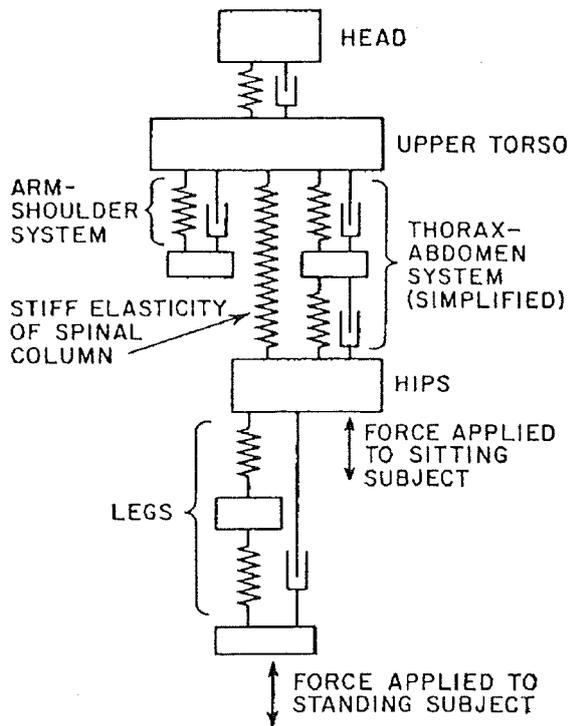
La figure 8(a) représente l'impédance mesurée sur un sujet en position assise et debout. Les courbes mettent en évidence, non seulement la différence d'impédance entre les deux positions, mais aussi l'influence de l'activité musculaire du dos, c'est à dire en position assise redressée et relâchée.

Des travaux ont montré que la transmissibilité est plus faible pour une posture raide que pour une posture relâchée ([121],[98]). À basse fréquence (en dessous de 2 Hz), le corps humain se comporte comme une masse rigide. En position assise, la première résonance apparaît entre 4 et 6 Hz ; elle correspond au mouvement du thorax par rapport à l'abdomène. La deuxième, entre 10 et 14 Hz, est due aux mouvements de la tête. La figure 8(b) représente la transmissibilité mesurée sur un sujet assis ; on peut noter les différentes résonances du corps humain.

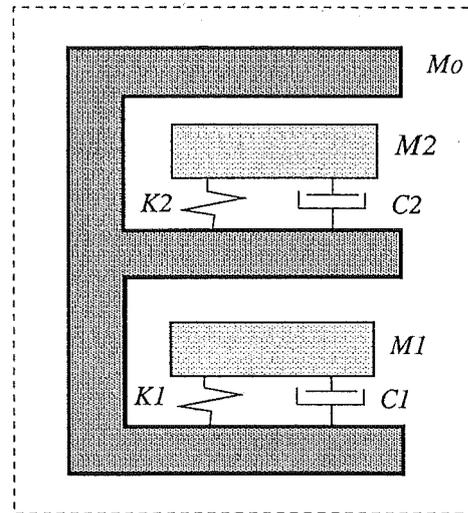
1.3.1.2 Considérations physiologiques et ergonomiques

Physiologiquement, trois propriétés doivent être respectées :

1. Assurer la santé et la sécurité (facteurs médicaux) ;
2. Assurer la capacité de travail ;

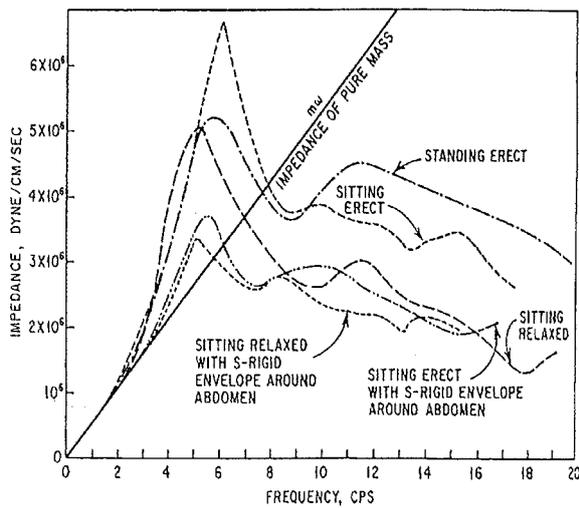


(a) Modèle complet (d'après [121])

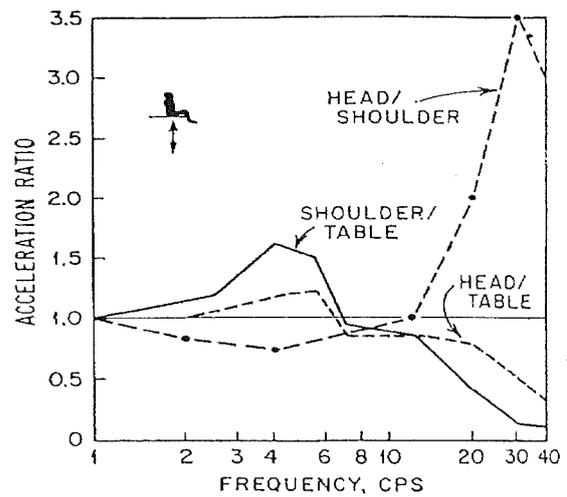


(b) Modèle assis (d'après [114])

Fig. 1.7 - Représentations simplifiées du corps humain avec deux modèles linéaires



(a) Impédance mécanique verticale



(b) Transmissibilité verticale

Fig. 1.8 - Impédance et transmissibilité d'un sujet assis (d'après [121])

3. Assurer le confort.

Les limites d'exposition recommandées, établies suivant ces trois critères, sont définies par la norme ISO2631 et sont présentées plus loin.

Des études expérimentales concernant les effets physiologiques des vibrations ont été réalisées sur des conducteurs de véhicules terrestres et des pilotes d'avion, dans différents environnements vibratoires ([121]). Ces études ont montré que les symptômes de certaines pathologies (ou de certaines fatigues) étaient liés à la durée, l'amplitude et la fréquence des vibrations. Le tableau 1.4 résume la dépendance fréquentielle de certains symptômes.

Le « mal des transports » résulte généralement des vibrations dont la fréquence est inférieure à 1 Hz (par exemple l'effet du roulis/tanguage sur un navire). Cet inconfort est lié à beaucoup d'autres facteurs comme l'âge, le sexe ou la vision qui n'ont peu à voir avec les vibrations.

En ce qui concerne l'exposition des conducteurs de véhicules, les études de Griffin ([48]) ont montré que les vibrations étaient la cause principale des pathologies du dos. D'un point de vue dynamique, la colonne vertébrale joue le rôle d'un absorbeur ([99]). Chaque fois que le siège transmet des accélérations verticales, la colonne subit des forces de compression périodiques. Ces forces dynamiques vont de la tête au bas de la colonne et sont en partie absorbées par les disques intervertébraux. Cette dissipation n'est pas passive et nécessite un travail musculaire responsable des douleurs. La difficulté à respirer, qui se situe pour des basses fréquences de vibrations (entre 2 et 4 Hz), est lié au phénomène dit de « tassement » provoqué par le mouvement relatif du thorax et de l'abdomen. Pour des accélérations dépassant l'amplitude de 3 m.s^{-2} , le thorax vient comprimer l'abdomen.

La posture est aussi responsable des douleurs dorsales. L'adoption d'une posture assise fixe, prolongée et renouvelée quotidiennement, augmente les risques de mal de dos et l'altération des disques lombaires. Les douleurs dorsales sont alors un complexe de posture et de sollicitations dynamiques. On a remarqué que les vibrations pouvaient rendre une posture malsaine ([56]).

La difficulté à respirer, qui se situe pour des basses fréquences de vibrations (entre 2 et 4 Hz), est lié au phénomène dit de « tassement » provoqué par le mouvement relatif du thorax et de l'abdomen. Pour des accélérations dépassant l'amplitude de 3 m.s^{-2} , le thorax vient comprimer l'abdomen et provoque des douleurs.

1.3.1.3 Normes et recommandations

La norme ISO2631 est le document officiel qui permet d'établir les spécifications générales quant aux estimations de l'exposition des individus aux vibrations. Ce document a été établi grâce à de nombreux travaux de laboratoires spécialisés en Angleterre et en Allemagne ([48]). Ces travaux proposent une relation entre la sensibilité du corps humain et la fréquence des vibrations.

Symptômes	Fréquence (Hz)
Sensation générale d'inconfort	4 – 9
Difficulté à respirer	2 – 4
Douleurs abdominales	4.5 – 10
Difficulté à parler	13 – 20
Douleurs dans la nuque	5 – 7
Augmentation de la contraction musculaire	4 – 9

Tab. 1.4 – *Symptômes physiologiques en fonction de la fréquence des vibrations*

Le problème principal est que la sensibilité varie d'une personne à l'autre. Les résultats de ces diverses études, fondées sur différentes mesures de sensibilité, ont permis d'établir des courbes « d'égal confort » ou « d'équi-sensation » comme l'illustre la figure 1.9 ([52],[84]). Ces courbes existent pour chaque direction de vibrations. Tous les points d'une même courbe correspondent à une même sensation d'inconfort. Par exemple, on montre que le même inconfort est obtenu avec une vibration de 1.6 m.s^{-2} à 6 Hz et une de 2.5 m.s^{-2} à 17 Hz.

Ces courbes situent la limite d'exposition à une accélération verticale en fonction de la fréquence et du temps d'exposition, selon les trois critères physiologiques considérés précédemment. Elles ont toutes la même forme générale (même dépendance quant aux durées d'exposition et aux fréquences) mais les niveaux correspondants diffèrent suivant le critère considéré. Ces critères sont appelés :

1. « Limite d'exposition » (santé et sécurité) : dépasser la limite d'exposition n'est pas recommandée sans précaution, même si l'individu n'effectue aucune tâche. Pour obtenir les limites d'exposition, les valeurs des accélérations sont multipliées par 2 sur les courbes de la figure 1.9 ;
2. « Limite à la capacité réduite par fatigue » (capacité de travail) : dépasser l'exposition spécifiée par cette limite peut être considéré comme présentant le risque d'affecter la capacité de travail ;
3. « Limite au confort réduit » (confort) : c'est la limite la limite du confort vibratoire. Pour obtenir les limites de confort, les valeurs des accélérations des courbes de la figure 1.9 sont divisées par 3.

Notons que l'amplitude de l'accélération est donnée par sa valeur efficace.

La norme est bien sûr très criticable et ne peut n'être considérée que comme des indications. En effet, concernant le critère n° 2, la norme ne stipule pas le type de travail ni la spécificité de la tâche. La zone de sensibilité maximale est définie entre 4 et 8 Hz. Elle ne couvre donc pas tous les symptômes qui apparaissent aux fréquences plus élevées. Par exemple, ne sont pas considérées comme fréquences sensibles les vibrations de la tête (10/14 Hz), ni l'apparition des difficultés à parler (13/20 Hz).

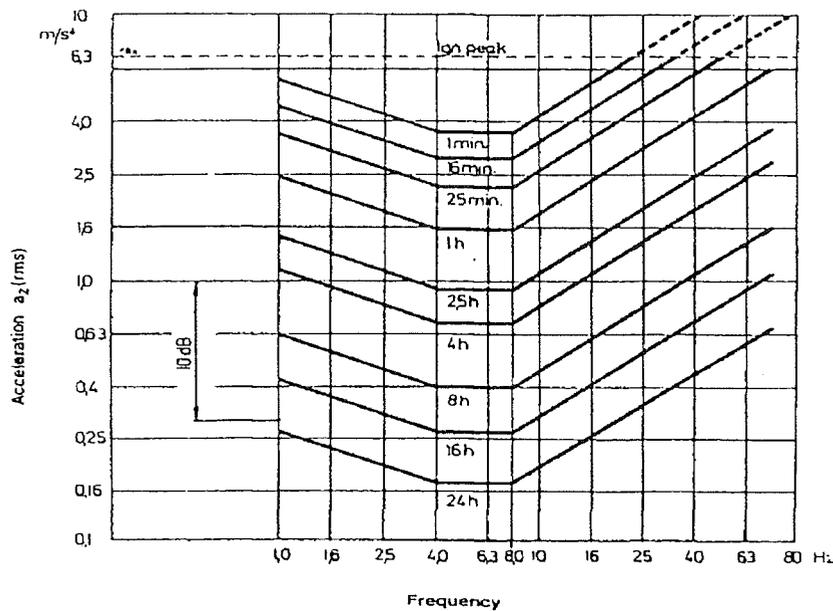


Fig. 1.9 – Courbes d'iso-confort pour des vibrations verticales, selon norme ISO2631 (« limite à la capacité réduite par fatigue »)

1.3.1.4 Filtres de confort

Des recherches sur le confort ont montré que lorsque le spectre des vibrations est constitué de beaucoup de composantes vibratoires, la méthode du filtre de pondération est recommandé ([17],[84],[23]). Cette méthode, qui consiste à soumettre le signal vibratoire à l'entrée d'un filtre approprié, appelé « filtre de confort », permet d'obtenir l'exposition vibratoire du sujet par une seule valeur. La valeur pondérée globale est recommandée principalement avec la valeur pondérée globale d'une autre vibration dite de référence. C'est la méthode qui est utilisée pour calculer l'indice de confort SEAT⁹ d'un siège de véhicule (cf. chapitre 6).

Les filtres de pondération sont différents selon la direction des vibrations et les effets sur le corps humain (santé, perception, confort...). Griffin donne une représentation mathématique des filtres de pondération sous la forme d'une fonction de transfert exprimée en variable de Laplace. Ce sont des filtres passe-bande. L'expression de la fonction de transfert du filtre utilisé pour déterminer l'exposition, suivant l'axe vertical, d'un sujet assis sur un siège est :

$$W_b = \frac{2\pi K f_4^2 f_6^2}{f_3 f_5^2} \frac{(s + 2\pi f_3)(s^2 + \frac{2\pi f_5}{Q_3} s + 4\pi^2 f_5^2)}{(s^2 + \frac{2\pi f_4}{Q_2} s + 4\pi^2 f_4^2)(s^2 + \frac{2\pi f_6}{Q_4} s + 4\pi^2 f_6^2)} \quad (1.13)$$

avec f_n ($n = 1 \dots 6$) les fréquences de résonances, Q_n ($n = 1 \dots 4$) la sélectivité du filtre et K une constante. Les valeurs des paramètres sont résumés dans le tableau 1.5.

9. Seat Effective Amplitude Transmissibility

Paramètres du filtre W_b	Valeurs
f_1	0.4
f_2	100
f_3	16
f_4	16
f_5	2.5
f_6	4
Q_1	0.71
Q_2	0.55
Q_3	0.9
Q_4	0.95
K	0.4

Tab. 1.5 – Valeurs des paramètres du filtre de pondération W_b (d'après [17])

La figure 1.10 représente le module de plusieurs filtres de pondération. Le filtre W_b ne présente aucune atténuation entre 5 et 12 Hz (module égal à 1). C'est la bande de fréquence où l'on considère que, pour un sujet assis, le corps présente le maximum de sensibilité. Il faut noter que les deux principales fréquences de résonance du corps se situent dans cette bande de fréquence. Ainsi, il est possible en filtrant la Dsp d'un signal d'accélération mesuré sur un siège, par le filtre W_b , de tenir compte des fréquences les plus gênantes.

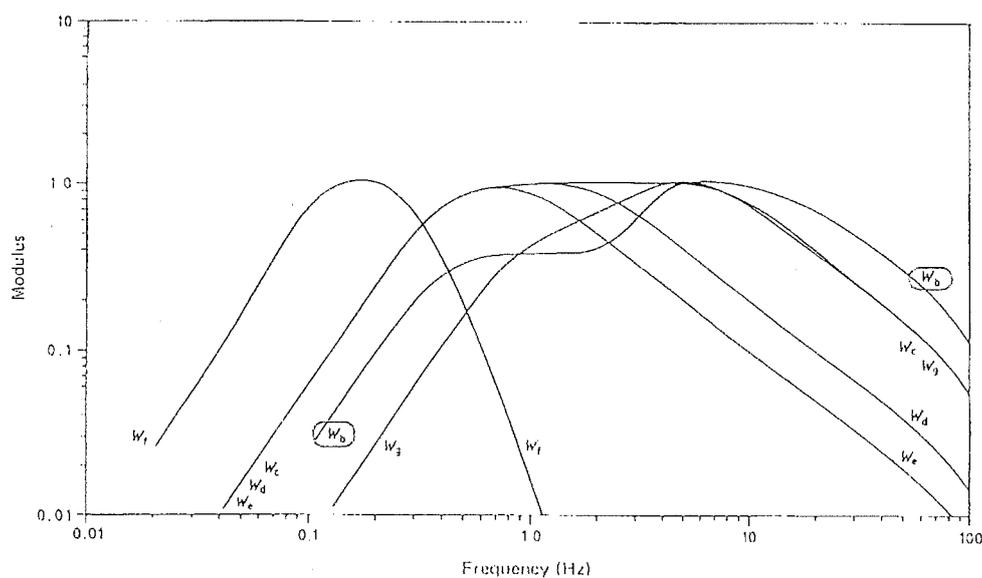


Fig. 1.10 – Module des filtres de pondération passe-bande (d'après [17])

1.3.1.5 Effet du temps d'exposition

Un autre facteur important dans l'étude de l'effet des vibrations sur le corps humain est la dépendance du confort avec le temps d'exposition et l'amplitude de la vibration. Cette dépendance peut être évaluée avec le calcul du VDV (Vibration Dose Value). Cet indicateur présente l'avantage d'être valable pour des signaux vibratoires stationnaires et transitoires. Le VDV est calculé à partir du signal d'accélération pondéré, mesuré sur le siège. Son expression est :

$$VDV = \left[\int_0^T a^4(t) dt \right]^{1/4} \quad (\text{en } m.s^{-1.75}) \quad (1.14)$$

avec

$$\begin{cases} T & : \text{ temps total d'exposition sur une journée} \\ a(t) & : \text{ accélération pondérée} \end{cases}$$

Quand les conditions vibratoires sont constantes sur une journée, une mesure représentative de durée t_1 est suffisante. Si t_0 représente le temps total d'exposition des vibrations, le VDV représentatif de une journée d'exposition aux vibrations est :

$$VDV = \left(\frac{t_0}{t_1} VDV_1^4 \right)^{1/4} \quad (1.15)$$

En général, les vibratins sont rarement constantes sur une journée. Si dans une journée, il y a N périodes de durées variables pour lesquelles on mesure le VDV_n , alors le VDV total, pour une journée d'exposition est :

$$VDV = \left(\sum_{n=1}^{n=N} VDV_n^4 \right)^{1/4} \quad (1.16)$$

L'expression (1.15) montre que le VDV dépend du temps d'exposition en $t^{1/4}$.

Ainsi, Le VDV permet de juger la sévérité de l'exposition aux vibrations en fonction du temps. Les études de Griffin ont montré que, par exemple, l'exposition à un environnement vibratoire d'amplitude et de durée telles que le VDV soit supérieur à $15 m.s^{-1.75}$ entraîne un niveau inacceptable d'inconfort ([17]).

1.3.2 Structure d'un siège automobile

Le siège automobile est avant tout un objet aux fonctions multiples. Une formulation possible de ces fonctions est ([56]) :

1. « Support de posture » : il permet au conducteur de trouver des appuis corrects pour se positionner dans le poste de conduite. Il est destiné à assurer le confort postural ;
2. « Stabilisation » : il aide le conducteur à maintenir sa position dans le poste de conduite face aux forces d'inerties perturbatrices (freinage, prise d'un virage...) ;

3. « Filtrage » : il isole le conducteur des vibrations malsaines du véhicule. Il est destiné à assurer le confort dynamique ;
4. « Sécurité » : il protège le conducteur contre les éléments de l'habitacle lors d'une forte décélération (choc, freinage brutal...).

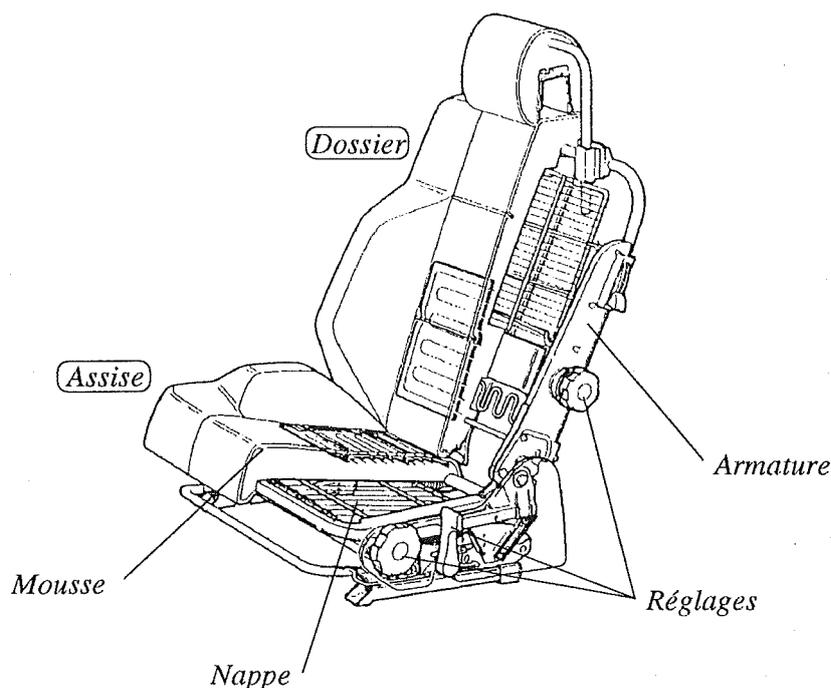


Fig. 1.11 – Vue éclatée d'un siège d'automobile (d'après [119])

Les différents éléments d'un siège sont (cf. figure 1.11) :

- La structure (armature métallique) assure la rigidité ;
- Les mécanismes de réglages (posturaux et anthropométriques) assurent la mobilité du siège ;
- Les matelassures (mousse) et coiffes (tissus) ;
- La nappe (ou sommier) ;
- Des composants électriques (électronique et motorisation) ;

On distingue trois grands types de sièges. Le plus courant est le siège dit « à nappe ». Il est constitué d'un garnissage en matériau amortissant (type mousse de polyuréthane) qui repose sur une structure métallique souple appelée nappe. Celle-ci joue le rôle de suspension. La nappe est constituée de ressorts et de fils d'acier qui permettent d'agir sur la déformabilité statique du siège. La figure 1.11 présente une vue de ce type de siège. L'ensemble est maintenu sur une structure rigide liée au plancher. Des mécanismes de réglages permettent de modifier la géométrie du siège pour s'adapter à la morphologie du sujet ainsi qu'à

l'environnement du véhicule. Ils permettent des déplacements (translation-rotation), soit du siège par rapport à l'homme, soit du siège par rapport au véhicule.

Le deuxième type de siège est aussi très répandu : il s'agit du siège type « bacquet ». Ce siège ne comporte pas de nappe et le garnissage est directement en contact avec la structure métallique rigide. Les caractéristiques statiques et dynamiques sont différentes du siège précédent : ces sièges sont généralement plus « raides » mais moins filtrant des vibrations. Ils permettent des formes plus sculptées qui épousent davantage les contours du corps.

Le troisième type est celui que l'on appelle siège « suspendu ». Une suspension, intercalée entre le siège et le plancher, est un mécanisme constitué d'un ressort et d'un amortisseur. Ce type de siège équipe généralement les véhicules où l'exposition des individus est prolongée et l'amplitude des vibrations importantes. C'est le cas des cabines de poids-lourds et des véhicules tout-terrain (tracteurs agricoles, engins militaires, véhicules forrestiers...). Nous reviendrons sur le rôle et l'intérêt d'une suspension de siège par la suite.

Le confort du siège peut être optimisé grâce à quatre paramètres :

- La raideur de la nappe (diamètre des fils, raideur des ressorts...);
- Le type de mousse (fabrication);
- Les caractéristiques de la mousse (densité, raideur);
- La forme du support de posture (design).

Nous verrons plus loin que certains paramètres de la mousse peuvent être fortement couplés ; par exemple l'amortissement dépend à la fois de la densité et de l'épaisseur. L'objectif est de trouver les paramètres optimaux qui permettront de réduire au maximum la transmission des vibrations à l'interface siège-sujet.

1.3.3 Paramètres du siège et confort

Nous allons examiner quels sont les paramètres du siège qui influencent le confort.

De nombreux travaux ont exposé des méthodes permettant de rechercher les paramètres optimaux donnant le meilleur confort ([43],[122],[95]).

La forme et l'impédance de la mousse peuvent affecter d'une manière non négligeable la capacité du conducteur à endurer les forces verticales à l'interface siège-conducteur ([99]). Les forces dynamiques mises en jeu sur l'assise sont beaucoup plus importantes que celles du dossier à cause de la forte intensité vibratoire suivant l'axe vertical. Les résultats indiquent que l'amortissement et la raideur du coussin d'assise sont les facteurs qui influencent le plus le confort vibratoire ([122]).

La multiplicité des confort, évoqués précédemment, sont en interactions et il induisent des contraintes sur les paramètres de conception du siège. Nous allons plus particulièrement nous intéresser, dans ce qui suit, aux aspects *posturaux*, *statiques* et *dynamiques* du confort.

1.3.3.1 Paramètres posturaux

Pour l'ingénieur-concepteur du siège, l'étude du confort postural est une étape fondamentale. C'est elle qui va en grande partie permettre de définir non seulement un bon nombre de dimensions du siège (ainsi que divers réglages de ces dimensions ou de formes que l'on trouve en option sur certains véhicules haut de gamme), mais aussi et surtout de définir sa position dans l'habitacle ainsi que les fonctions de réglage de cette position. Ces réglages majeurs sont appelés « réglages posturaux ». Une étude très complète sur l'intégration des facteurs humains sur les réglages posturaux des sièges se trouve dans la thèse de M. Judic ([56]).

On appelle posture l'organisation spatiale des segments corporels d'un individu exerçant une activité. Dans l'étude ergonomique d'un siège automobile, le poste de conduite est considéré comme un poste de travail. Conduire est une tâche. Une posture est la résultante :

- Des exigences de l'activité ;
- Des caractéristiques et de l'état de l'individu ;
- Des caractéristiques matérielles du poste de travail.

Une posture de travail adaptée aux exigences d'une tâche constitue un contexte difficile à marier avec confort et bien être. De plus, par la loi du moindre effort propre à tout organisme vivant, l'homme recherche toujours à minimiser ses dépenses énergétiques, et une posture « commode » apparaît comme un compromis entre ce qui est « bon » et ce qui est « efficace ».

Pour ces raisons, les ergonomes rejettent la notion de posture idéale et utilisent plutôt celle de posture de moindre inconfort, rapportée à l'absence ou la minimisation de gênes dans un contexte où une tâche doit malgré tout être effectuée.

La qualité d'un siège, considéré comme « support de la posture » ne reste pas moins son adaptation à ce triplet individu, activité, environnement. Pour étudier les conditions de cette adaptation, les ergonomes doivent alors modéliser chacun de ces trois éléments.

1.3.3.1.1 les sujets humains sont modélisés par des mannequins 2D ou 3D considérés comme des systèmes de segments (ou chaînons articulés, voir figure 1.12). C'est à ce niveau que la diversité des dimensions corporelles des êtres humains est prise en compte, et il convient alors de correctement définir combien et quels mannequins permettent de modéliser une population cible.

1.3.3.1.2 Les exigences de l'activité sont traduites en contraintes posturales qui, bien qu'indissociables en réalité, sont généralement regroupées en deux familles :

1. Les liaisons humain/environnement qui traduisent géométriquement les contraintes de position d'éléments du corps avec des éléments du poste de travail considéré (cf. figure

Analogie entre le squelette
et un système de chaînons
articulés

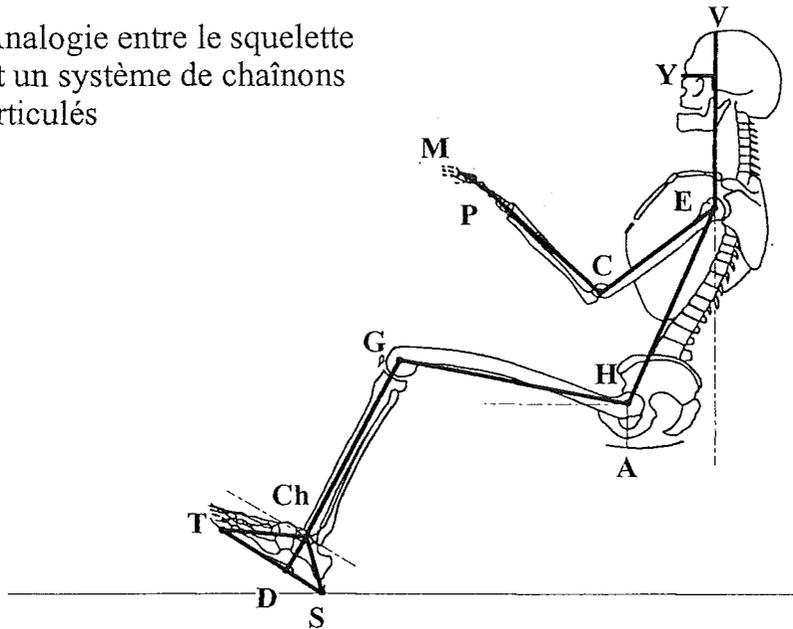


Fig. 1.12 -

1.13). Dans le cas d'un poste de conduite ce sont les contraintes de positionnement des mains sur le volant, des pieds sur les pédales, des yeux dans le champs visuel minimal;

Les liaisons homme/véhicule

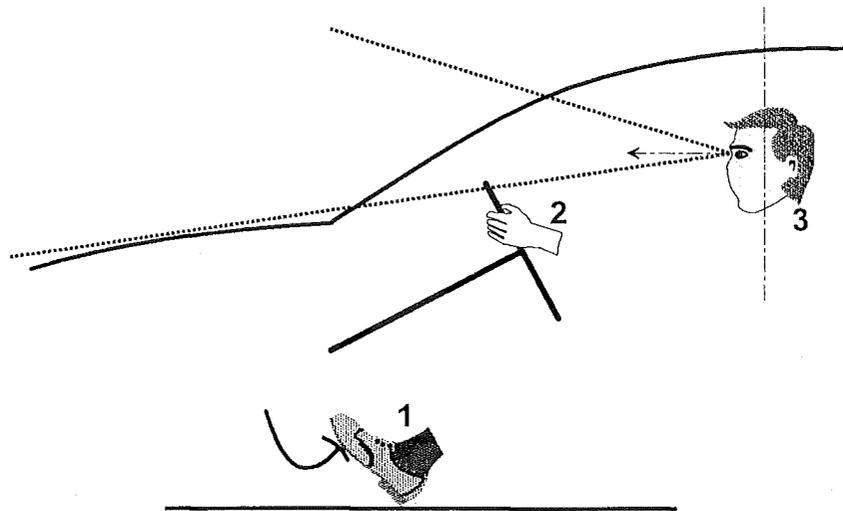


Fig. 1.13 -

2. L'organisation interne du corps, qui traduit la nécessité pour le corps de s'organiser spatialement pour affronter, pendant une durée prolongée, les exigences de la tâche. Cette organisation résulte de l'ensemble des contraintes, qu'elles concernent les attitudes de prises d'information ou les gestes et des efforts à produire. Dans le domaine

des sièges d'automobile, cette contrainte d'organisation est généralement modélisé à une définition d'angles articulaires limites à l'intérieur desquels l'accomodation est considérée comme « acceptable » et à l'extérieur desquels le risque de gênes ou de douleurs ligamentaires et musculaires a pu être établi. Ce sont les angles que MM. Wisner et RebiFFE appellent les angles de moindre inconfort ([125],[122]). La figure 1.14 présente la valeur minimale et maximale des angles de moindre inconfort.

Les angles de moindre inconfort
(d'après R. REBIFFE)

Rep	mini	maxi
A1	20°	30°
A2	95°	120°
A3	95°	135°
A4	86°	105°
A5	0°	45°
A6	80°	170°
A7	170°	190°

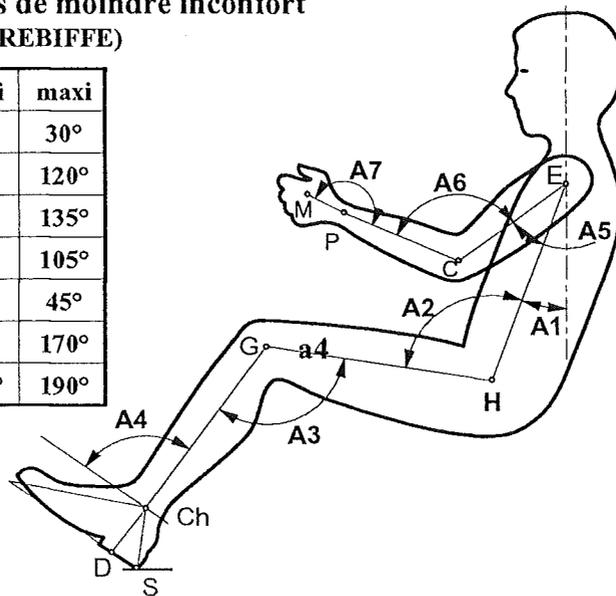


Fig. 1.14 -

1.3.3.1.3 La modélisation de l'environnement . Il convient de définir avec précision l'espace disponible, la position et les caractéristique des éléments à percevoir, ainsi que l'emplacement, la forme et le mode de fonctionnement (efforts/déplacement) des organes de commande (cf. figure 1.15).

Pour permettre de préciser la position spatiale d'un siege « support de posture », et de justifier d'éventuels réglages pour accomoder une certaine population, il convient alors de traduire ces différents modèles et données (anthropométriques, angles de moindre inconfort, contraintes géométriques et paramètres véhicules), en fonction des paramètres utilisés pour localiser ce support de posture.

Ces paramètres, définissant la position d'un siège dans un habitable, sont au nombre de quatre (cf. figure 1.16) :

- les deux coordonnées X et Z du point H normalisé, mesuré selon un protocole précis à l'aide d'une machine de mesure appelée mannequin SAE J 826, composé principalement de deux coques rigides, fessier et dos, articulées selon un axe matérialisant l'axe théorique des hanches ;

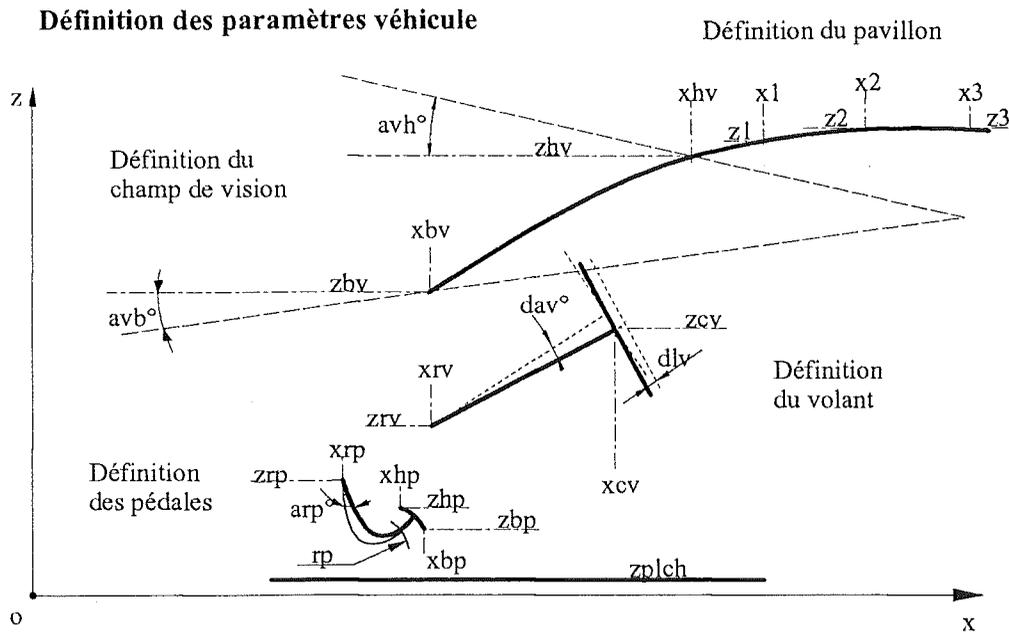


Fig. 1.15 -

- les angles de cette « coque-dos » par rapport à la verticale (angle de torse) et de cette « coque-fessier » par rapport à l'horizontale (angle de cuisse).

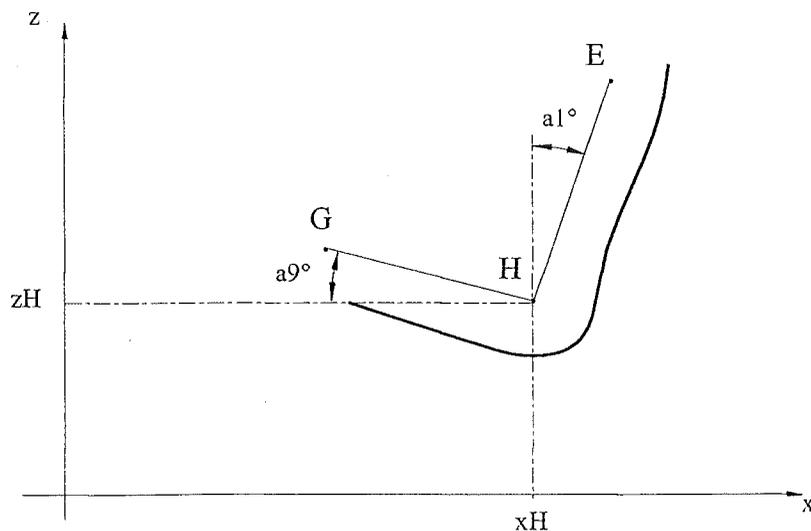


Fig. 1.16 - Paramètres définissant la position du siège dans le véhicule

La validation d'une conception d'un siège passe par la mesure du point H. C'est autour du mannequin SAE que s'effectue la conception des éléments déterminant la position d'un siège dans l'habitacle. Pour guider alors le concepteur de siège dans ses choix, M. Judic propose, dans ses travaux de thèse (réalisés en convention CIFRE chez Bertrand Faure), de traduire les différents modèles posturaux précédemment décrits en fonction de ces 4 para-

mètres de conception.

Le principe de traduction qu'il propose est simple dans sa description. Il s'agit de voir comment les caractéristiques dimensionnelles d'un mannequin donné, mis en contrainte dans un poste de conduite donné, c'est à dire avec des plages autorisées pour les différents angles articulaires, viennent limiter le lieu de ce point H dans l'espace à quatre dimensions ($xH, zH, a1^\circ, a9^\circ$).

Méthode d'obtention d'une zone de point H de "moindre inconfort"

pour :
 - un mannequin donné
 - dans un véhicule donné
 - avec des contraintes posturales données

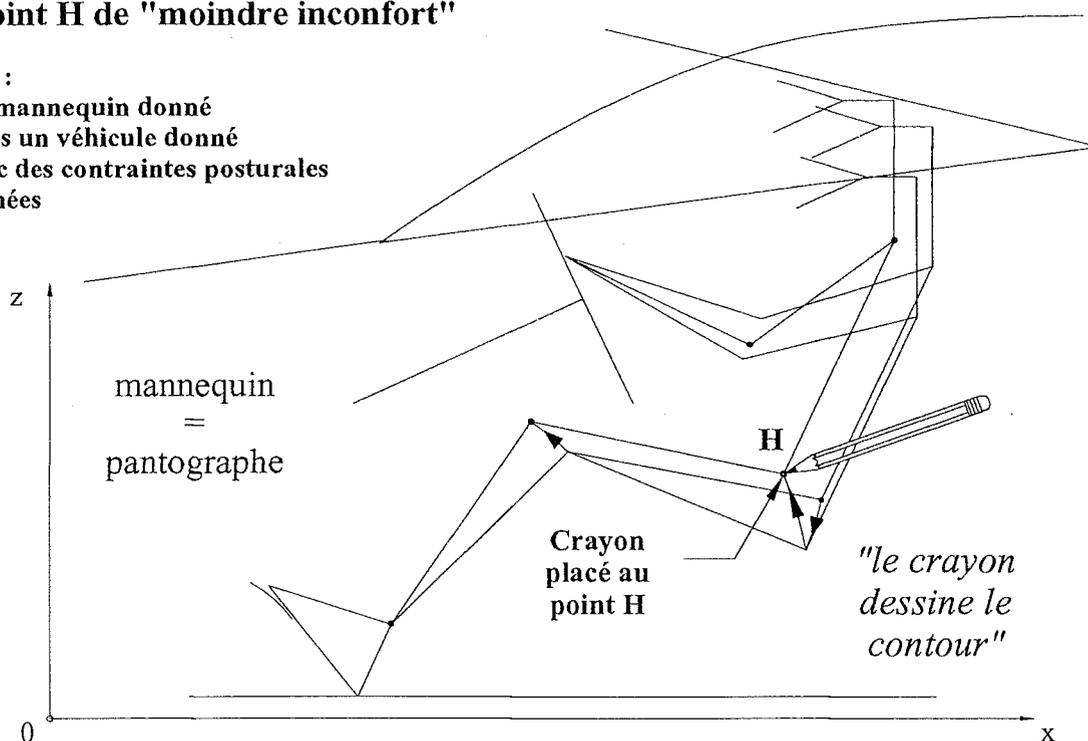


Fig. 1.17 - (d'après M. Judic [56])

La figure 1.17 illustre, dans le plan (x, z) le principe de fonctionnement du programme qui réalise la traduction, de l'ensemble des postures de moindres inconforts, vers la zone enveloppe pour le quadruplet $(xH, zH, a1^\circ, a9^\circ)$.

Diverses représentation sont alors possibles, de ce que l'auteur appelle « Zone de point H de moindre inconfort ». La figure 1.18 montre le type de résultats obtenus dans le plan (x, z) pour trois mannequins de taille respective 1m52, 1m70 et 1m89 et aux proportions harmonieuses (modèle anthropométrique à 1 paramètre).

Comme l'illustre ce graphe, un siège fixe ne permet pas d'accomoder ces trois mannequins. Les zones ne se chevauchant pas, ce qui justifie l'ajout de réglages permettant, d'une part d'atteindre les zones des différents mannequins pour offrir à tous une posture « de moindre inconfort », et d'autre part de recouvrir au mieux chacune de ces zones pour offrir à chacun la possibilité de choisir et de changer. Comme beaucoup d'auteurs l'évoque, la

meilleure posture est en effet celle que l'on peut choisir et changer.

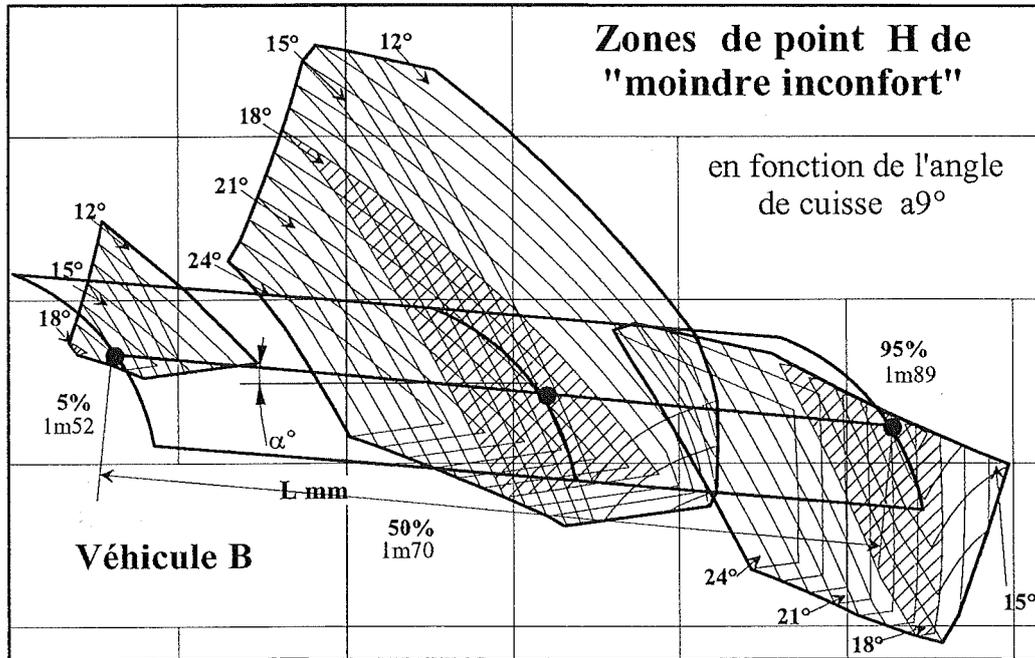


Fig. 1.18 - (d'après M. Judic [56])

On comprend donc que la prise en compte du confort posturale implique divers paramètres relatifs à la structure du siège et aux mécanismes qui le mobilise.

Néanmoins, en fin de conception, le contrôle du point H nominal, qui est impliqué non seulement dans le confort postural, mais aussi dans diverses réglementations relatives à la sécurité, est réalisé avec un considérable souci de précision. La précision spécifiée dans les normes, pour que le siège soit considéré conforme est déjà importante, et les constructeurs ont souvent des exigences bien supérieures.

D'inévitables corrections sont alors nécessaires, même si la modélisation « éléments finis » apporte aujourd'hui une aide. Les paramètres utilisés pour recalculer le point H, à la position désirée, seront bien sûr ceux qui modifient le moins possible les paramètres de conception dits « posturaux ». Ce sont alors généralement les tensions de nappes, les épaisseurs ou dureté de la mousse...

Comme on le voit, les critères relatifs au confort postural impliquent des contraintes importantes sur des paramètres que l'on imagine plus dédiés au confort dynamique. Nous n'avons pas évoqué ici le couplage « posture/dynamique » qui est encore plus complexe à cause de l'influence de la posture sur la résistance humaine à l'exposition aux vibrations. Les connaissances et modèles disponibles sur ce sujet sont très pauvres et les recherches à mener dans ce domaine, par leur objet et par leur ampleur, dépassent le cadre de cette thèse.

1.3.3.2 Paramètres statiques

Le confort *statique* est un confort de contact. Il est lié à l'équilibre statique du sujet dans le siège. Il est encore mal étudié à ce jour.

L'étude de l'équilibre du conducteur nécessite le bilan des des forces de réaction de contact sur le conducteur. La valeur et la répartition spatiale des forces sont des facteurs importants pour le confort statique. La mesure de la distribution des pressions appliquées sur le corps en contact avec le siège est un bon indicateur pour la prédiction du confort statique ([95]). Elle permet de localiser les surpressions sur l'assise et d'analyser l'influence de la forme du siège . Les résultats montrent que la répartition des pressions doit être homogène et l'amplitude la plus faible possible ([99]).

La forme de l'assise (et sa déformée), la morphologie de l'occupant, l'épaisseur du garnissage, la tension de la nappe et la densité de la mousse sont autant de paramètres qui influencent la pression de contact. La meilleure solution est d'utiliser un siège qui épouse parfaitement les contours du corps de manière à augmenter la portance du passager. La diversité des formes humaines pose alors un problème difficile au concepteur.

L'épaisseur du garnissage sur l'assise joue aussi un rôle important (lieu de la pression maximale). Le mieux serait une assise ferme avec de bonnes formes. Ceci assurerait une bonne répartition des pressions et une plus grande stabilité, notamment pour lors des mouvements de rotation de roulis ([121]).

L'optimisation du confort statique du siège influe donc sur les paramètres de la mousse et de la nappe du siège.

1.3.3.3 Paramètres dynamiques

Comme nous l'avons évoqué précédemment, les caractéristiques dynamiques de la matelassure et de la nappe du siège sont très importantes pour le confort vibratoire du siège. On considère principalement les vibrations verticales de sorte que l'assise est l'élément principal qui contribue à la dynamique du siège. L'influence du dossier est non négligeable puisqu'il apporte des appuis supplémentaires et contribue à dissiper une partie de l'énergie vibratoire par couplage avec le dos du passager.

Dans la plupart des applications, les vibrations transversales, sans pouvoir être négligées, ont un degré d'importance moindre que les vibrations verticales. Les transmissibilités mesurées dans les deux directions transversales, sur différents sièges, sont sensiblement constantes et proches de 1 ([47]). Il est donc opportun de traiter en premier les vibrations verticales.

De nombreuses études ont montré que plusieurs paramètres peuvent influencer l'efficacité de l'isolation du conducteur ([43],[99]) :

- La forme de l'assise et sa déformabilité (capacité à se conformer à l'occupant) ;
- le module d'élasticité ;

- les paramètres mécaniques de la mousse (raideur et amortissement);
- la masse et la morphologie du conducteur;
- la posture;
- l'activité musculaire.

L'étude de l'influence de la morphologie des sujets sur l'inconfort montre qu'un sujet de taille importante est moins sensible aux vibrations verticales basses-fréquences; par contre il est plus sensible aux hautes fréquences qu'un sujet petit ([49]). L'influence de la masse du sujet et des paramètres dynamiques du siège sur les performances d'isolation seront expliquées dans le chapitre 2 à l'aide d'un modèle linéaire à un degré de liberté.

D'autres études expérimentales ont montré que la densité de la mousse influençait la dynamique du siège ([22]). La mousse de siège appartient à la famille des matériaux cellulaires dont les propriétés de raideur et d'amortissement sont non linéaires. La nature du matériau et le facteur de densité relative jouent un rôle important pour l'amortissement et la raideur du coussin de l'assise ([20]). Le comportement de la mousse de siège sera étudié par la suite.

Pour évaluer l'isolation du siège, on mesure généralement la réponse en fréquence de l'accélération de l'interface siège-conducteur et du plancher: c'est la transmissibilité du siège (cf. figure 1.19). Elle doit être minimale. Il existe deux techniques principales pour mesurer la transmissibilité: le balayage en fréquence et l'impact. Diverses études ont montré que l'amplification, à la résonance, est plus forte lors de mesures sur des mousses souples. Par contre, l'utilisation d'une mousse d'assise rigide (et généralement dense) et de faible épaisseur présente une meilleure atténuation à la résonance ([79]). Un autre avantage est qu'une mousse très dense conserve ses propriétés mécaniques plus longtemps qu'une mousse de faible densité.

Un autre aspect du comportement dynamique du siège est la validité des mesures sur simulateur par rapport aux mesures *in situ*. Il y a plusieurs méthodes pour mesurer la transmissibilité d'un siège sur un banc d'essai: utiliser un sujet réel, utiliser un mannequin anthropodynamique ou utiliser une masse rigide normalisée (conformateur). L'utilisation d'une masse rigide est bien adaptée à la caractérisation du siège mais ne permet pas de reproduire les transmissibilités mesurées avec des sujets réels. Le mannequin anthropodynamique est utilisé pour palier à la disparité des mesures obtenues avec sujet réel. Il présente aussi l'avantage de pouvoir réaliser beaucoup d'essais, dans les mêmes conditions, sans provoquer de fatigue ni de risques à des sujets. Il permet aussi d'obtenir une très bonne répétabilité des essais ce qui n'est pas le cas avec la diversité des humains.

Les mannequins utilisés dans l'automobile sont simples et peuvent être modélisés par un système à un degré de liberté. D'autres, plus élaborés, sont constitués de deux masses reliées par des ressorts et un amortisseur pour former un système à deux degrés de liberté. Les paramètres mécaniques du mannequin sont ajustés pour obtenir une impédance proche

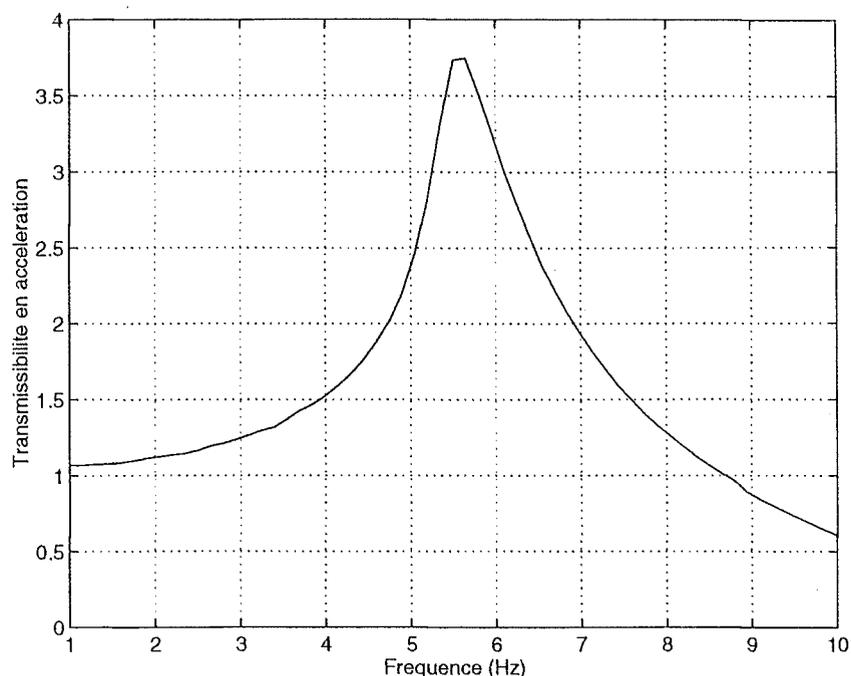


Fig. 1.19 – Réponse en fréquence mesurée sur un siège avec conformateur

de celle du corps humain. Suggs ([114]) a comparé les mesures effectuées avec ce type de mannequin et 11 sujets. Il a montré que les transmissibilités mesurées avec sujets étaient moins atténuées que celles avec mannequins dans la bande de fréquence [6–10] Hz. Il a aussi montré l'influence de l'amplitude des vibrations sur la transmissibilité. Le comportement à basse fréquence est cependant correctement simulé.

L'étude de Mansfield ([73]) a montré que lors des mesures réalisées avec un mannequin anthropodynamique sur plusieurs sièges, les SEAT obtenus étaient très proches de ceux obtenues avec sujets.

Cependant, bien que l'emploi d'un mannequin permette d'approcher le comportement dynamique du corps humain, il ne peut remplacer les mesures avec sujet réel. Ceci est d'autant plus vrai que l'on désire relier le jugement subjectif à des mesures objectives.

La figure 1.19 montre une transmissibilité mesurée sur un siège sans nappe avec conformateur. La masse sur l'assise est égale à 63 kg ce qui représente environ une personne de 80 kg. L'épaisseur du coussin est d'environ 10 cm. La courbe présente une fréquence de résonance entre 5 et 6 Hz. Le gain à la résonance est supérieur à 3 ; le siège atténue au delà de 9 Hz. Les performances d'isolation d'un tel siège sont faibles.

Les sièges de véhicules comportent généralement une fréquence de résonance proche de 4 Hz et un gain d'amplification qui varie entre 1,5 et 4. De plus, la zone où la transmissibilité est amplifiée correspond à la bande de fréquence de maximum de sensibilité du corps humain aux vibrations (entre 5 et 12 Hz). Mais l'efficacité d'isolation du siège n'est pas seulement définie par l'amplification à la résonance. C'est en effet la réponse du siège prise sur toute la bande de fréquence qui produit de l'inconfort vibratoire. Le comportement au delà de

la fréquence de résonance caractérise les propriétés de filtrage du siège. Ces propriétés sont très importantes pour le confort vibratoire.

1.4 Description des problématiques du confort dynamique d'un siège

Dans cette partie, nous allons préciser les causes et les conséquences de l'écart qui existe entre le confort vibratoire des sièges actuels et celui que l'on désire atteindre. Nous décrirons les solutions qui sont possibles pour résoudre ce problème et nous en ferons une critique. Finalement, les solutions que nous avons retenues seront exposées et justifiées.

1.4.1 La problématique industrielle

Celle-ci est très largement abordée dans le travail de M. Judic ([56],[57]). Le problème du concepteur et du fabricant de siège réside dans l'unicité du produit destiné à de multiples utilisateurs. Le problème est alors de concevoir un produit unique qui satisfasse les multiples attentes des utilisateurs en terme de confort. Il s'avère plus difficile de réaliser un « bon siège automobile » que celui d'un avion de chasse dédié à un usage très précis et pour une population issue de sélections rigoureuses. Pour répondre à cette difficulté, les ingénieurs et techniciens ont inventé peu à peu divers réglages, destinés à accroître la capacité d'adaptation du siège à des usages différents. C'est là l'une des raisons de la complexification du « produit siège ».

Pour chaque siège, le concepteur doit faire les choix suivants :

- le type de nappe (fils, fils et ressorts, panier fil, bacquet...);
- le type de mousse (HO, HR, crin latexé...);
- le type de coiffe;
- le type de structure (tubes, tôles, plastique...);
- le type d'architecture (assemblage soudé, vissé...).

Comment ces choix influencent-ils la réponse dynamique du siège, ou plutôt le jugement des utilisateurs sur le plan du confort dynamique? Pour chacun des composants, de multiples paramètres vont devoir être définis :

- des caractéristiques *géométriques*: formes, épaisseurs, dispositions spatiales;
- des caractéristiques *physiques*: matériaux, densités...;
- des caractéristiques *mécaniques*: raideurs, déformées, allongements, durestés...

Comment justifier ces choix de conception sur la base de critères objectifs? Si l'on examine les sièges automobiles existants, on s'aperçoit de la très grande diversité des modèles suivant les véhicules. Suivant des contraintes particulières et les habitudes des constructeurs, on observe :

- différents types de nappes : nappe fils et ressorts de traction, panier fils, bacquet ;
- différents types de mousse et d'épaisseur de garnissage. Celle-ci est grande si la nappe est raide ou si elle repose sur un bacquet et plus faible si la nappe est souple.

On ne parle pas ici de la diversité des formes résultant parfois plus de considérations « esthétiques » qu'ergonomiques.

Il y a donc beaucoup de sièges différents et aucune solution qui permette de répondre parfaitement à toutes les contraintes. De plus, quelque soit le concept choisi, les comportements sont très semblables et les niveaux de confort peu différents. Cette diversité n'est même pas toujours perçue alors qu'elle pose un sérieux problème de fabrication. Cette diversité a aussi un coût non négligeable. Il y a donc beaucoup de contraintes et il est difficile de toutes les satisfaire.

Pour chaque nouveau siège, où chaque critère est spécifique, il faut reconsidérer tous les paramètres de conception. On est alors confronté aux difficultés de mise au point. Le problème de la conception d'un siège de véhicule peut être illustré à l'aide de la figure 1.20.

La première difficulté est de connaître les paramètres physiques qui vont induire un certain comportement dynamique du siège. Celle-ci peut être résolue par la construction de modèles plus ou moins complexes : c'est le travail d'*analyse*. Il est destiné à répondre à deux objectifs :

1. Être capable de juger les produits existants ;
2. Identifier le « comportement cible », celui qu'il serait souhaitable d'obtenir et définir les recommandations sur le comportement final résultant du jugement des utilisateurs ;
3. Être en mesure de simuler une solution à l'aide d'outils appropriés.

Mais le problème majeur du concepteur est d'obtenir des modèles prédictifs du comportement des sièges, à partir d'un comportement cible donné (la transmissibilité verticale du siège par exemple). C'est le problème de *synthèse* où l'on doit être en mesure de déterminer les paramètres de conception du siège à partir du comportement cible. Ce travail correspond à résoudre un problème inverse. La résolution est souvent rendue difficile par le caractère non linéaire des équations régissant le comportement du siège, le nombre de paramètres et les multiples contraintes.

La grande diversité des sièges peut ainsi être expliquée par la difficulté d'analyse et de synthèse.

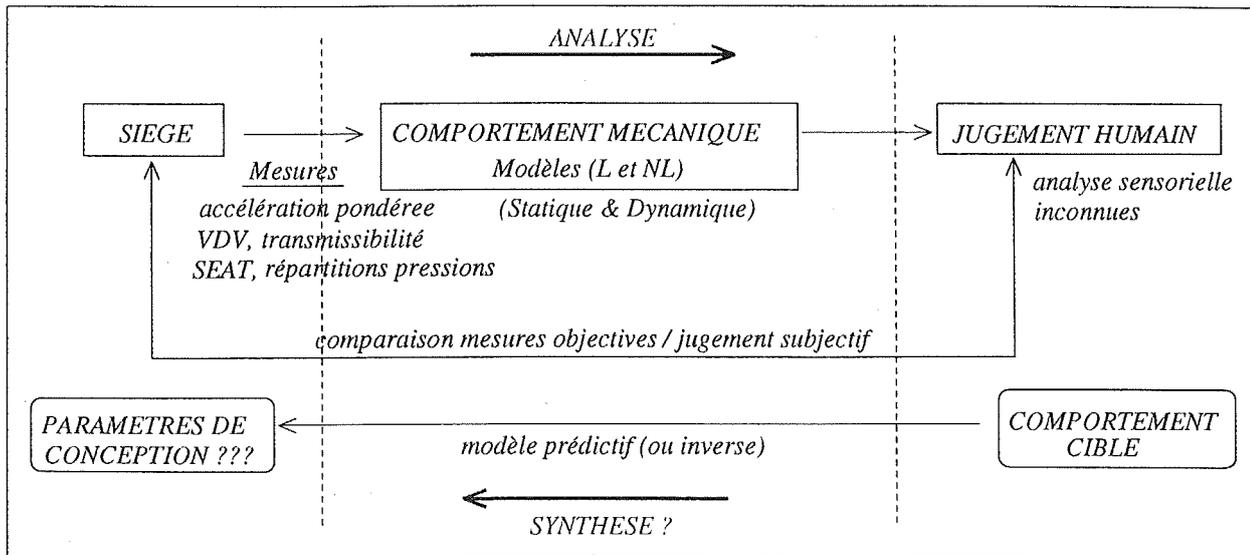


Fig. 1.20 – Problème de l'analyse et de la synthèse de la conception d'un siège

1.4.2 La problématique scientifique

1.4.2.1 L'isolation vibratoire du siège

Comme nous l'avons vu précédemment, une difficulté du concepteur est de gérer en même temps des contraintes de confort statique et dynamique avec les mêmes éléments de conception. Par exemple, pour un siège bacquet, le garnissage en mousse détermine en même temps le support de posture et le comportement dynamique. Les résultats obtenus en terme de confort dynamique montre les limites des méthodes de conception actuelles des sièges de véhicules. La conception de l'assise permet de maîtriser le confort statique et postural du siège mais ne permet pas d'aboutir à un bon confort dynamique. Bien qu'elle constitue un système d'isolation vibratoire, ses caractéristiques sont inadaptées pour obtenir une isolation convenable.

Le besoin de rationaliser l'architecture du siège pour mieux en maîtriser les paramètres est nécessaire. Dans ce but, nous proposons un moyen pour découpler les deux fonctions de confort *statique* et *dynamique*: la suspension de siège. Pour résumer, l'élément de suspension joue le rôle d'un filtre mécanique qui atténue les chocs et diminue l'énergie vibratoire transmise dans le siège.

1.4.2.2 La suspension de siège

La fonction confort vibratoire est remplie par le sous-ensemble « suspension ». Nous verrons au chapitre 2 que la relation entre les paramètres de la suspension et la réponse dynamique obtenue peut être parfaitement maîtrisée.

L'origine de l'apparition des suspensions sur les sièges de véhicules terrestres remonte aux années soixante dix. Les premiers systèmes apparaissent dans les engins d'exploita-

tion minier et de travaux publics. Ces véhicules sont généralement dépourvus d'étage de suspension et de ce fait, les niveaux vibratoires sont très importants. De plus, l'exposition prolongée des personnes fait que les vibrations affectent la capacité de travail et la santé. Dans ce cas, la suspension de siège a montré qu'elle était le seul moyen pour réduire efficacement et simplement l'exposition aux vibrations des personnes à leur poste de conduite ([100],[15]). D'autres travaux ont aussi montré que, dans certains environnements, la suspension du siège pouvait diminuer le risque sur la santé des personnes et augmenter la capacité de travail ([113],[117]).

Certains véhicules proposent, de série, des sièges munis de systèmes de suspension plus ou moins complexes. C'est le cas, par exemple, des véhicules poids lourds (PL) et des tracteurs agricoles. Parmi ces systèmes, on distingue deux grands types de suspensions : les suspensions pneumatiques et mécaniques. Ces systèmes se différencient par la manière dont ils réalisent la raideur verticale de la suspension ; on utilise tantôt un coussin pneumatique tantôt un ressort de compression. Un amortisseur hydraulique en parallèle avec la raideur vient généralement compléter le système, de manière à limiter les amplitudes de débattement à la résonance. Tous ces systèmes peuvent être classés dans la catégorie des suspensions passives.

L'étude expérimentale très complète de Burdorf a montré qu'il n'existait pas de différence notable entre les deux types de systèmes ([18]). Il a aussi montré que 80% des sièges à suspension permettaient d'améliorer l'isolation vibratoire des conducteurs.

Une autre étude portant sur les sièges de poids-lourds a montré qu'une suspension pneumatique permettait de réduire efficacement la fatigue musculaire du dos des conducteurs ([124]). Cette étude a cependant montré que, pour des temps d'expositions vibratoires, au poste de conduite dépassant 8 heures, les performances des suspensions passives sont insuffisantes pour garantir les limites d'exposition en terme de fatigue et de sécurité. Ainsi, Boileau propose un certain nombre de recommandations pour la conception des suspensions de siège des véhicules tout terrain ([15]) :

- fréquence de résonance du système $F_o < 1.8$ Hz ;
- gain de la transmissibilité à la résonance $G_o < 1.5$;
- fréquence de coupure $F_c < 2.5$ Hz ;
- course utile $\Delta_z = \pm 50$ mm ;
- possibilité d'ajuster la position verticale du siège indépendamment de la raideur verticale de la suspension.

Une basse fréquence de résonance nécessite une faible raideur de suspension. Ceci implique une grande déflexion statique et des débattements importants à la résonance, occasionnant des mises en butées néfastes à l'isolation. Le choix du taux d'amortissement de la suspension permet de contrôler le gain d'amplification à la résonance et le filtrage au delà

de la résonance. Un coefficient d'amortissement important est nécessaire pour réduire les débattements à la résonance, mais il est néfaste sur le filtrage au delà de la fréquence de coupure. Le compromis est alors difficile à trouver.

Il est alors capital de définir les paramètres de la suspension qui prennent en compte ces considérations et les spécificités d'utilisation des sièges. Ce point sera abordé en détail dans le chapitre 2.

Les suspensions de sièges n'ont cependant pas encore atteint le marché du véhicule automobile. Il y a de multiples causes à cela : l'environnement particulier des véhicules automobiles fait que et la conception des sièges est soumise à de nombreuses contraintes. Les besoins de confort du secteur automobile sont à la fois différents et spécifiques. En effet, les routes ne sont pas si mauvaises (du moins dans les pays industrialisés) et les suspensions de caisse permettent de filtrer une grande partie des vibrations. De plus, les niveaux vibratoires n'ont, jusqu'à ce jour, pas rendu nécessaire ce genre de fonction.

Cependant, nous passons de plus en plus de temps dans nos véhicules et nos besoins et attentes de confort ont changés. Aujourd'hui, nous sommes devenus plus exigeants en matière de confort.

Un autre facteur important observable ces dernières années, relatif au comportement routier des véhicules automobiles, est la prépondérance pour le critère « *tenue de route* » plutôt que pour le critère « *confort* ». Les véhicules ont tendance à moins filtrer les vibrations pour privilégier la tenue de route et donc la sécurité ; les suspensions des véhicules sont très amorties et plus raides. On ne peut pas à la fois satisfaire la tenue de route d'une masse de près d'une tonne (la caisse du véhicule) et le confort d'un corps humain dont la masse varie entre 40 kg à plus de 130 kg. Le siège prend alors d'avantage d'importance dans le confort vibratoire des occupants.

C'est pourquoi les fabricants de sièges s'intéressent à présent aux nouvelles technologies qui leur permettront d'accroître la qualité de leurs produits.

1.4.2.3 Les voies nouvelles

L'utilisation d'éléments passifs (raideur et amortisseur) dans les suspensions ont montré que leurs actions sont limitées sur les performances d'isolation ([106],[75],[115]). Afin d'améliorer ces performances et obtenir une plus grande flexibilité pour la conception d'un système d'isolation vibratoire, d'autres systèmes ont vu le jour. On les regroupe sous le terme générique de « suspension active » ou encore « systèmes d'isolation actifs ».

Deux approches sont distinguées : les systèmes purement actifs qui nécessitent une source d'énergie pour fournir la puissance nécessaire à un actionneur produisant une contre vibration et les systèmes semi-actifs qui dissipent uniquement l'énergie dans le système et ne nécessitent pas de source externe d'énergie ([9] et chapitre 3).

Depuis bientôt dix ans, le LTDS de l'École centrale de Lyon s'intéresse à des problèmes de contrôle actif des vibrations. Le laboratoire a acquis une expérience reconnue dans l'étude

théorique et la mise en œuvre de systèmes de contrôle actif, sur des structures mécaniques ([101],[86]). Les applications concernent le domaine du transport (isolation active d'un moteur d'avion [120], amortisseur piloté pour caisse de véhicule ferroviaire) et de l'espace (amortissement actif de structures continues à l'aide d'actionneurs piezoélectriques [24]). D'autres études sont en cours pour de nouvelles applications. Une étude complète des systèmes actifs sera abordée au chapitre 3. Notre travail de recherche a pu bénéficier de l'acquis du laboratoire dans ce domaine.

L'idée ici, d'appliquer les principes théoriques et expérimentaux des suspensions de véhicules pour les sièges, est vite apparue comme la meilleure approche. La première étude effectuée sur un siège de véhicule tout terrain est celle de deux chercheurs américains Young et Suggs ([127]). Leurs travaux, publiés en 1973, présentent l'étude et la mise en œuvre expérimentale d'une suspension active pour contrôler les mouvements de rotation (roulis et tangage). Grâce à leur système, ils sont parvenus à isoler 80% des vibrations de rotation du siège dans la plage de fréquences [0 – 2] Hz.

D'autres travaux proposant des modèles théoriques composés d'actionneurs actifs ou semi-actifs sont ensuite apparus. Notamment, on doit à Stein les premiers travaux sur la modélisation des actionneurs (pneumatique et hydraulique) et sur leurs utilisations pour l'isolation verticale des sièges de véhicules tout terrain ([113],[112]). Des simulations numériques ont permis de montrer l'efficacité théorique de ces systèmes et de valider plusieurs types de lois de commande ([33],[103],[118]). Cependant, Stein a montré qu'une suspension active de siège utilisant un actionneur hydraulique présentait une mise en œuvre complexe et une consommation énergétique importante ([113]).

En revanche, les travaux concernant la réalisation pratique de systèmes d'isolations actifs pour sièges de véhicule de tourisme sont rares ([113],[117]). Souvent, les travaux expérimentaux se limitent à des « démonstrateurs » peu réalistes des contraintes liées à l'intégration du système dans son environnement. Pour plusieurs raisons, aucuns systèmes d'isolation actif n'a encore vue le jour sur un siège de véhicule terrestre.

Premièrement, ce sont les laboratoires qui maîtrisent la théorie, les méthodes de contrôle actif et élaborent les modèles complexes ins-dispensables à la conception des systèmes.

Deuxièmement, ce domaine, bien qu'assez ancien pour les scientifiques, est relativement nouveau pour l'industrie. Il y a donc un problème de transfert des connaissances (théorique et technologique) entre laboratoires et industries. Ce processus de transfert est lent et assez récent dans ce domaine. Nous sommes qu'au début des premiers développements industriels.

Troisièmement, la nécessité de multiples compétences dans des domaines variés tels que la dynamique des structures, l'automatique, l'électronique et l'informatique ne facilitent pas le développement des applications. De plus, les industriels peuvent avoir peur que le produit soit, au final, aussi compliqué que les équations qui régissent le comportement de celui-ci.

Le problème du coût (ou du sur-coût) des systèmes d'isolation actifs, qui est un frein

au développement de ces systèmes, ne peut être discuté sans l'élaboration de solutions technologiques, la construction de prototypes et les tests sur banc d'essais. De plus, la seule voie pour lever les incertitudes sur les performances et l'utilité des systèmes de contrôle actif, est la mise en œuvre d'un prototype « roulant » que l'on évaluera en conditions réelles dans un véhicule.

1.4.2.4 Les actions à mener

Le problème posé est donc celui de l'isolation active d'un siège de véhicule. Le travail présenté dans ce mémoire comporte trois aspects principaux :

1. Un état de l'art des connaissances et de l'avancement des recherches dans le domaine du contrôle actif des vibrations, appliquées à des structures mécanique ;
2. La définition d'une solution pour un système d'isolation actif de siège de véhicule, et en particulier le choix d'un actionneur et d'une loi de commande. C'est une phase de modélisation et de simulation qui va permettre de valider les paramètres du modèle et d'évaluer les performances du système ;
3. La construction d'un prototype.

L'objectif de cette étude est de réaliser un prototype réaliste de suspension active de siège. Il faut pour cela :

- élaborer des lois de commandes simples, robustes et les mettre en œuvre avec un prototype ;
- démontrer l'efficacité de l'étage « suspension active » sur le confort vibratoire du conducteur d'un véhicule routier ;
- évaluer la validité des hypothèses ;
- évaluer les problèmes de la réalisation expérimentale d'une suspension active.

Il s'agit donc de rassembler les connaissances utiles et d'analyser les méthodes actuelles pour concevoir le système. La difficulté du travail est d'évaluer les solutions (lois de commandes, actionneur...) et de rapporter leur jugement en critères objectifs (complexité, performance, difficulté de mise en œuvre...). Nous sommes alors confrontés à des choix technologiques (matériaux, type d'actionneur...) dépendant des contraintes spécifiques de l'environnement du siège, mais aussi à des choix théoriques (loi de commande, méthode de synthèse, compromis performance/robustesse). Les contraintes répondent soit à des aspects sécuritaires (tenue au crash), soit à des aspects technologiques comme par exemple la nature de l'énergie disponible dans le véhicule, la simplicité et la robustesse de la commande, le bruit ou l'encombrement. Tous ces critères vont influencer les choix de conception de la suspension de siège.

1.5 Étude du comportement de la mousse d'assise

1.5.1 Introduction

Dans cette partie, nous allons étudier le comportement mécanique de la mousse de siège. La mousse des sièges de véhicules est composé d'un matériau cellulaire, très léger et élastique, au comportement mécanique complexe.

Faute de moyen de calculs prédictifs performants, les concepteurs procèdent généralement à des essais. Le but de ces essais est d'analyser l'influence des grandeurs physiques caractéristiques de la mousse, sur le confort dynamique.

Le concepteur a besoin de connaître les relations qui lient les paramètres physiques du matériau (type de polymère, densité, épaisseur...) aux paramètres mécaniques du siège (raideur, amortissement, champ de pression...). La connaissance de ces paramètres est indispensable pour évaluer la déflexion statique du passager dans le siège (position du point H) et le modèle de comportement dynamique de l'assise.

Le but de cette partie n'est pas de présenter une étude complète sur le comportement de la mousse. Il s'agit plutôt de mettre en évidence les possibilités, les limites et les difficultés des différentes approches de la modélisation.

1.5.2 Généralités

De nombreux matériaux naturels ont une structure cellulaire: le bois, l'os, le liège... Les propriétés naturelles de ces matériaux sont remarquables car ils optimisent certaines propriétés spécifiques comme la rigidité ou l'énergie absorbée par unité de volume. C'est le cas des mousses de siège, constituées d'un réseau tridimensionnel de cellules polyédriques d'un matériau polymère (cf. figure 21(a)).

Suivant les applications, les parois des cellules sont ouvertes ou fermées. Les mousses de siège sont à cellules ouvertes, constituées d'un polymère de polyuréthane (PU). Les propriétés principales de ces mousses sont :

- elles peuvent se déformer de manière élastique, en compression, jusqu'à 90% de déformation. Dans la plupart des applications, c'est le mode dominant de déformation ;
- Leur porosité autorise des changements de volume importants, à la différence des caoutchoucs qui sont incompressibles ;
- elles possèdent une grande capacité d'absorption d'énergie.

Nous verrons par la suite que les propriétés mécaniques des mousses sont liées aux paramètres géométriques de la structure des cellules. On admet l'hypothèse de la répartition des cellules dans le volume du matériau est homogène ([102]). La mousse peut être considérée comme un matériau isotrope malgré l'anisotropie d'une cellule élémentaire.

Le facteur de densité relative de la mousse (ρ) est le principal paramètre pour exprimer les propriétés mécaniques du matériau. Nous verrons par la suite que ρ peut s'exprimer en fonction des caractéristiques géométriques de la cellule. C'est ce qui sera appelé l'approche *minimécanique*.

Des études sur les mousses à haute résilience (HR) ont montré l'effet de la densité sur les propriétés mécaniques ([22]). Une mousse de faible densité mais très rigide procure un confort médiocre. Des mesures ont aussi montré que la tenue en fatigue est médiocre lorsque la densité est faible.

Les principaux secteurs d'applications des mousses PU sont nombreux :

- l'ameublement (fauteuil, literie...);
- le transport (siège, volant...);
- le bâtiment;
- les revêtements.

La facilité de fabrication de produits de formes complexes et ajustables fait l'intérêt des « matériaux mousse ». Malgré une bonne maîtrise du processus fabrication et de mise en forme, les concepteurs de sièges ne possèdent pas encore de modèles de comportement directement utilisables. Pour Cavender, il n'existe pas de méthodes efficaces pour caractériser en dynamique les mousses de siège ([20]). Il parle de deux mécanismes d'amortissement et d'un mécanisme de raideur qui sont :

- l'amortissement viscoélastique du polymère;
- l'amortissement pneumatique due à l'air dans les cellules;
- la raideur élastique du polymère (linéaire et non linéaire).

Nous allons maintenant étudier les différentes propriétés mécaniques de la mousse. Nous verrons dans quelles mesures les trois mécanismes précédents sont vérifiés et comment on peut aborder leur modélisation.

1.5.3 Les différentes approches de la modélisation

L'ouvrage de référence est celui de L.J. Gibson et F. Ashby ([42]). Les différentes approches de la modélisation des mousses sont exposées dans le thèse de M. Aghdhefna ([2]). Nous allons résumer les différentes démarches de la modélisation de ce matériau.

Tout d'abord, l'étude du comportement des mousses peut être séparée en deux grandes classes :

1. L'étude en grande déformation où l'on considère que le chargement est appliqué suffisamment lentement pour négliger les effets de viscosité du matériau;

2. L'étude en petite déformation autour d'une position d'équilibre où l'on cherche à obtenir la réponse viscoélastique du matériau sous chargement dynamique.

Nous allons présenter en premier lieu l'étude du comportement en grande déformation. Le comportement viscoélastique sera abordé par la suite.

La mousse à cellule ouverte fait partie des matériaux hyperélastiques purement compressible. Pour décrire le comportement de ces matériaux, on utilise une description basée sur l'écriture du potentiel d'énergie de déformation U (ou densité d'énergie). Ce potentiel définit l'énergie de déformation stockée par unité de volume dans le matériau. Connaître la densité d'énergie d'un matériau hyperélastique revient à connaître la loi de comportement. On dira qu'un matériau est hyperélastique si :

- la densité d'énergie de déformation est une fonction du gradient de déformation ;
- la dissipation intrinsèque est identiquement nulle.

L'expression analytique de la densité d'énergie peut être déterminée selon trois approches :

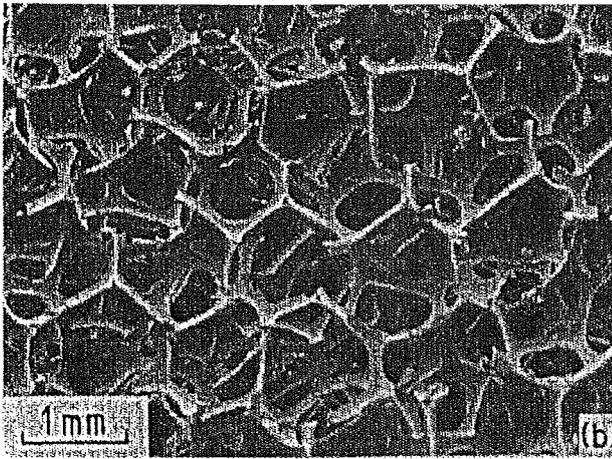
1. L'approche *micromécanique* qui prend en compte la nature des atomes et leur agencement au sein du solide. Le principe est de donner, à partir des hypothèses sur la structure microscopique du matériau, sur l'élasticité de ses constituants et sur une loi statistique de répartition des atomes, une explication des phénomènes observés. Cette approche est peu pratique. ;
2. L'approche *minimécanique* qui prend en compte certaines hypothèses de périodicité d'un volume représentatif du matériau hétérogène. Cette approche se base sur la théorie de l'homogénéisation. On cherche à relier les phénomènes observés par des paramètres liés à la géométrie des cellules et à la nature du matériau des cellules. Cette démarche est bien adaptée pour l'ingénieur car les paramètres du matériau sont faciles à évaluer ;
3. L'approche *macroscopique* ou *phénoménologique* qui cherche à donner une expression analytique de U sans essayer de donner une quelconque expression physique des phénomènes.

1.5.3.1 L'approche minimécanique

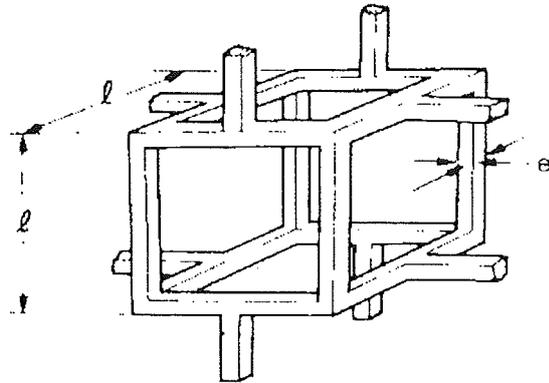
La figure 21(a) présente la structure d'une mousse de siège prise à travers un microscope. On peut observer le réseau de cellules polyédriques composées de poutres reliées les unes aux autres.

Les parois des cellules sont ouvertes et l'air peut circuler. Le matériau constituant les cellules est généralement du PU flexible dont les caractéristiques sont :

$$\begin{cases} \text{Module d'Young} & : E_s = 45 \text{ MPa} \\ \text{Masse volumique} & : \rho_s = 1200 \text{ kg/m}^3 \end{cases}$$



(a) Réseau tridimensionnel d'une mousse de PU



(b) Cellule ouverte (prisme rectangulaire)

Fig. 1.21 – Représentation des cellule de mousse polymérique à cellules ouvertes en forme de polyèdres (d'après [6])

Le paramètre principal qui permet de caractériser une mousse est le facteur de densité relative d_r , qui s'exprime ainsi :

$$d_r = \frac{\rho^*}{\rho_s} \quad (1.17)$$

où ρ^* représente la masse volumique de la mousse et ρ_s celle du polymère des cellules. D'après Gibson ([42]), d_r peut s'exprimer en fonction de l'épaisseur e et la longueur l des poutres des cellules (cf. figure 21(b)) :

$$d_r = C_2 \left(\frac{e}{l} \right)^2 \quad (1.18)$$

où C_2 est une constante proche de 1. Les mousses réelles sont bien décrites par cette formule.

Les mousses d'élastomères de faible densité ($d_r = 0.01$) ploient sous de faibles contraintes ; elles servent à emballer des objets petits et fragiles. Des mousses plus denses ($d_r = 0.05$) sont utilisées dans les sièges et les matelas. Des mousses encore plus denses servent à emballer des équipements plus lourds comme par exemple des machines outils. On voit que le choix de la densité de la mousse implique une utilisation particulière.

Lorsqu'on comprime un échantillon de mousse, la courbe contrainte/déformation présente trois zones distinctes (figure 1.22) :

1. Une zone *élastique linéaire* pour les petites déformations (entre 0% et 8%) ;
2. Une zone de *plateau* où la contrainte évolue lentement (typiquement entre 8% et 60% de déformation) ;
3. Une zone de *densification* (au delà de 60% de déformation).

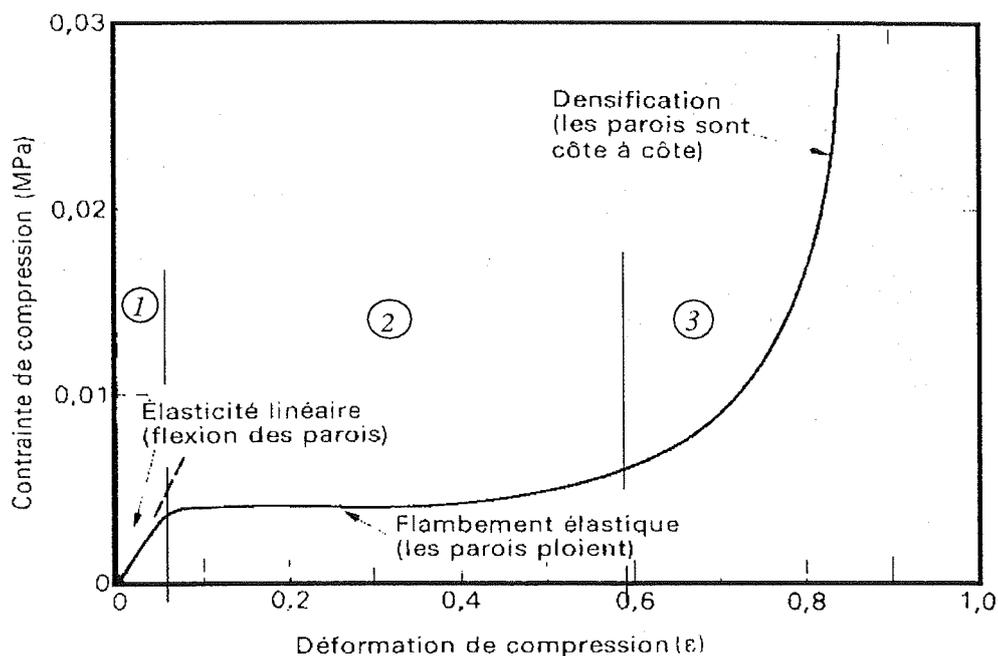


Fig. 1.22 – Courbe contrainte/déformation en compression pour une mousse polymérique (d'après [6])

Aux petites déformations, les parois des cellules fléchissent comme des poutres de module E_s encastées aux deux extrémités. La figure 23(a) montre comment cette flexion déforme un réseau hexagonal de cellules. La simple théorie des poutres permet de calculer la déflexion d'une poutre. De là, il est possible de déterminer la raideur élémentaire d'une cellule et donc le module d'Young E^* de la mousse. Pour n'importe quelle cellule symétrique selon les trois directions, E^* s'exprime :

$$E^* = C_1 E_s \left(\frac{\rho^*}{\rho_s} \right)^2 \quad (1.19)$$

Des mesures ont montré qu'en prenant $C_1 = 1$, E^* calculé avec l'expression précédente est proche de la valeur mesurée ([42]). La loi de comportement élastique est la loi de Hooke :

$$\sigma = E^* \epsilon \quad (1.20)$$

Au delà du domaine d'élasticité linéaire, la déformation reste réversible mais n'est plus linéaire : c'est le plateau de la zone 2. Il est dû au flambement élastique des poutres des cellules comme le montre la figure 23(b). La charge critique de flambement d'une poutre en compression est donné par la formule d'Euler :

$$F_{crit} = \frac{n^2 \pi^2 E_s I}{l^2} \quad (1.21)$$

le facteur n dépend des conditions aux limites de la poutre. La contrainte correspondante est appelée *contrainte d'effondrement élastique* et s'écrit :

$$\sigma_{el}^* = C_4 E_s \left(\frac{\rho^*}{\rho_s} \right)^2 \quad (1.22)$$

De même, des mesures sur des mousses de différents facteurs de densité relative montrent que σ_{el}^* est correctement évalué pour $C_4 = 0.05$.

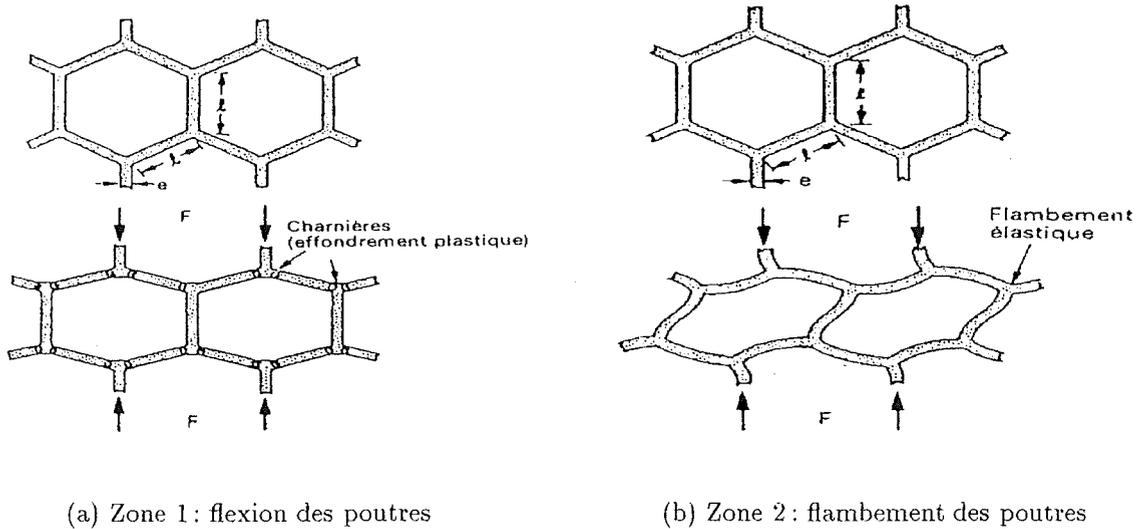


Fig. 1.23 – Mécanismes de déformation des cellules de mousse (d'après [6])

Pour les taux de déformations élevés ($\epsilon > 60\%$), les parois des cellules se touchent et sont elles-mêmes comprimées. La contrainte augmente fortement en tendant vers la pente du module d'Young E_s du polymère. On pourrait penser que la déformation limite de la mousse, ϵ_D , est égale à la porosité car celle-ci correspond à un taux de déformation où il n'y a plus d'espace vide. En fait, la déformation limite de densification est légèrement inférieure à la porosité et est égale à :

$$\epsilon_D = 1 - 1.4 \left(\frac{\rho^*}{\rho_s} \right) \quad (1.23)$$

Il existe deux relations assez équivalentes qui permettent de calculer la porosité d'une mousse. La première, d'après Gibson, s'exprime en fonction de d_r ([42]) :

$$\beta = 1 - \left(\frac{\rho^*}{\rho_s} \right) \quad (1.24)$$

La deuxième est la formule de Lambert et s'écrit ([68]) :

$$\beta = 1 - \frac{\pi}{2} \left(\frac{d^2}{D^2} \right) \quad (1.25)$$

avec :

$$\begin{cases} D & : \text{diamètre moyen des cellules} \\ d & : \text{distance moyenne entre deux cellules} \end{cases}$$

Remarque :

Pour une mousse de siège, la déformation initiale résulte de l'application d'une contrainte fonction de la masse du passager. Quelque soit sa valeur, on s'arrange pour que le taux de déformation correspondant se situe dans la région du « plateau ». L'intérêt de la zone 2 est qu'elle produit le minimum de pression statique sur la surface de contact avec le passager.

Loi de comportement semi-empirique :

Pour représenter la zone 2 et 3 de l'essai en compression de la mousse, Gibson et Ashby proposent une loi de comportement semi-empirique ([42]). Ils séparent le comportement en deux zones, fonction de la déformation. En effet, en traçant en échelle logarithmique, le rapport $\frac{\sigma^*}{\sigma_{el}^*}$ en fonction de $\frac{\epsilon_D}{\epsilon_D - \epsilon}$, on observe deux droites : la 1^{re} décrit le plateau et la 2^e la densification. La figure 1.24 représente cette courbe obtenue avec un essai de compression sur un échantillon de mousse de siège, de facteur de densité relative $d_r = 0.055$.

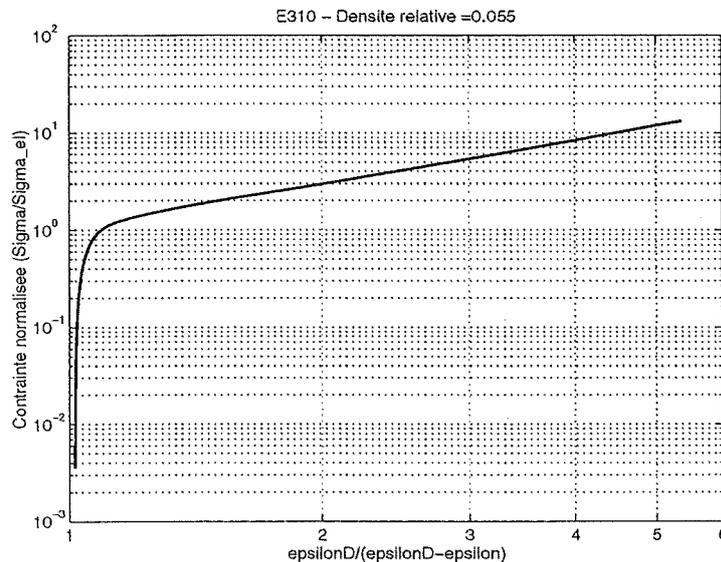


Fig. 1.24 - Contrainte normalisée $\frac{\sigma^*}{\sigma_{el}^*}$ en fonction de $\frac{\epsilon_D}{\epsilon_D - \epsilon}$ (zone 1 et 2 de la courbe contrainte/déformation)

L'intersection des deux droites est le point pour lequel $\epsilon = 1 - \frac{1}{D}$. La loi de comportement est alors décrite par les deux équations suivantes :

$$\sigma^* = \begin{cases} \sigma_{el}^* & \text{pour } \epsilon \leq \epsilon_D \left(1 - \frac{1}{D}\right) \\ \frac{\sigma_{el}^*}{D} \left(\frac{\epsilon_D}{\epsilon_D - \epsilon}\right)^m & \text{pour } \epsilon > \epsilon_D \left(1 - \frac{1}{D}\right) \end{cases} \quad (1.26)$$

m et D sont des constantes pour une classe de mousse donnée. m est la pente de la droite et D correspond à l'intersection de la droite avec l'axe verticale $\frac{\sigma^*}{\sigma_{el}^*}$. Les valeurs de m et D identifiées sur la courbe de la figure 1.24 sont :

$$\begin{cases} m = 1.58 \\ D = 1.06 \end{cases}$$

Les valeurs de ϵ_D et σ_{el}^* calculées sont :

$$\begin{cases} \epsilon_D = 0.93 \\ \sigma_{el}^* = 2.6 \cdot 10^{-3} \text{ MPa} \end{cases}$$

En remplaçant les valeurs de m et D dans l'expression (1.26), on obtient la loi de comportement semi-empirique. Celle-ci est comparée à la courbe contrainte/déformation mesurée (cf. figure 1.25).

Le modèle est proche de la mesure. Les paramètres ϵ_D et σ_{el}^* sont simples à calculer à partir de la valeur de d_r . Les autres paramètres peuvent être identifiées graphiquement à partir de la mesure de la courbe contrainte/déformation de l'essai de compression.

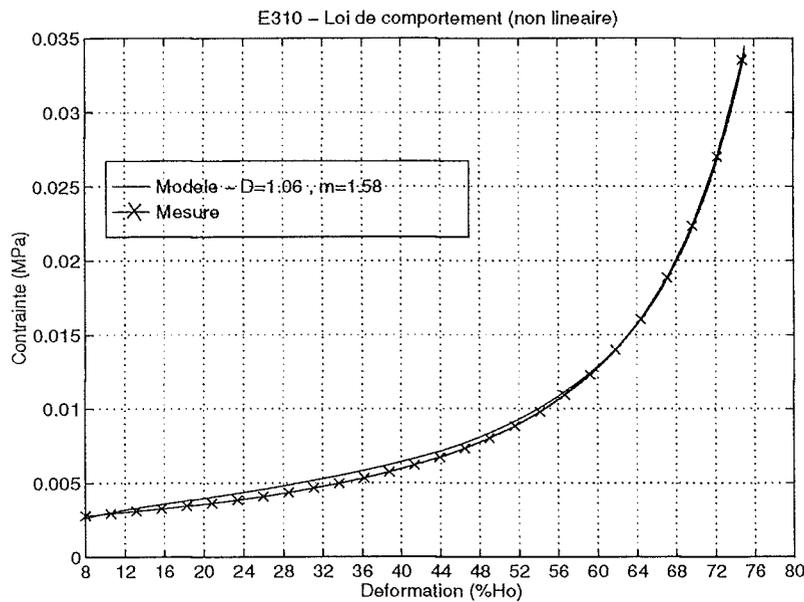


Fig. 1.25 – Courbe contrainte/déformation mesurée et identifiée à l'aide du modèle semi-empirique

1.5.3.2 L'approche macromécanique

La condition d'isotropie du matériau permet d'exprimer U en fonction des invariants du tenseur des déformations de Cauchy-Green. Il existe plusieurs expressions de la densité d'énergie de déformation pour un matériau hyperélastique purement compressible. La forme de Hill est la plus utilisée, notamment dans certains codes de calcul ([74]) :

$$U = \sum_{i=1}^N \frac{2\mu_i}{\alpha_i^2} \left[\hat{\lambda}_1^{\alpha_i} + \hat{\lambda}_2^{\alpha_i} + \hat{\lambda}_3^{\alpha_i} - 3 + \frac{1}{\beta_i} \left(J_{el}^{-\alpha_i \beta_i} - 1 \right) \right] \quad (1.27)$$

avec N un paramètre propre au matériau, μ_i , α_i et β_i sont des paramètres dépendant de la température et de la nature du matériau. L'expression des $\hat{\lambda}_i$ est :

$$\hat{\lambda}_i = J_{th}^{-\frac{1}{3}} \lambda_i \quad (1.28)$$

et

$$\hat{\lambda}_1 \hat{\lambda}_2 \hat{\lambda}_3 = J_{el} \quad (1.29)$$

avec

$$J_{el} = \frac{J}{J_{th}} \quad (1.30)$$

où λ_i représente les élongations principales, J_{th} la variation thermique de volume, J_{el} la variation élastique de volume et J la variation totale de volume. Comme la mousse est compressible, J n'est pas égal à 1 et :

$$J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \neq 1 \quad (1.31)$$

J_{th} suit une loi fonction de la déformation thermique linéaire ϵ_{th} telle que :

$$J_{th} = (1 + \epsilon_{th})^3 \quad (1.32)$$

On remarque que le premier et le second invariant du tenseur des déformations s'écrivent, en fonction des $\hat{\lambda}_i$ tels que :

$$I_1 = \hat{\lambda}_1^2 + \hat{\lambda}_2^2 + \hat{\lambda}_3^2 \quad (1.33)$$

$$I_2 = \frac{1}{\hat{\lambda}_1^2} + \frac{1}{\hat{\lambda}_2^2} + \frac{1}{\hat{\lambda}_3^2} \quad (1.34)$$

Selon certaines valeurs particulières des paramètres de U , il est possible de représenter le comportement de certains matériaux.

Par exemple, pour décrire le comportement d'un matériau neo-Hookéen, on prend $N = 1$ et $\alpha_1 = 2$; pour un matériau de Mooney-Rivlin, U est obtenue pour $N = 2$, $\alpha_1 = 2$ et $\alpha_2 = -2$. D'après M. Aghdhefna, la loi de comportement de la mousse d'un siège est correctement identifiée pour $N \geq 2$ ([2]).

Les coefficients μ_i sont relatifs au module de cisaillement initial μ_o donné par :

$$\mu_o = \sum_{i=1}^N \mu_i \quad (1.35)$$

On définit le module de flambement K_o :

$$K_o = \sum_{i=1}^N 2\mu_i \left(\frac{1}{3} + \beta_i \right) \quad (1.36)$$

Les paramètres de l'expression de U sont identifiés à l'aide d'essais, par une méthode de moindre carré. On effectue généralement un essai de compression uniaxial sur un échantillon. Cet essai est très simple à mettre en œuvre et donne de bons résultats pour l'identification. En revanche, pour identifier correctement les paramètres, il est recommandé d'effectuer plusieurs essais suivant différents types de déformations.

Les effets thermoélastiques sont négligés et l'on peut écrire :

$$\hat{\lambda}_i = \lambda_i \quad (1.37)$$

Durant les essais, on mesure la contrainte nominale. Elle est obtenue en divisant la force par l'aire initiale de l'échantillon avant déformation. Les élongations λ_i s'obtiennent à partir de la mesure des déformations et s'écrivent :

$$\lambda_i = 1 + \epsilon_i \quad (1.38)$$

Le type d'essai est caractérisé par la nature des élongations (ou compressions suivant le signe) et par la variation de volume J . Pour un essai de compression uniaxial, on a les expressions suivantes (cf. figure 1.26) :

$$\lambda_1 = \lambda_U \quad (1.39)$$

$$\lambda_2 = \lambda_3 \quad (1.40)$$

$$J = \lambda_U \lambda_2^2 \quad (1.41)$$

En écrivant le principe des travaux virtuels :

$$\delta U = T_L \delta \lambda_L \quad (1.42)$$

où L représente la direction de la charge, la relation effort/déplacement s'écrit alors :

$$T_L = \frac{\partial U}{\partial \lambda_L} = \frac{2}{\lambda_L} \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_L^{\alpha_i} - J^{-\alpha_i \beta_i}) \quad (1.43)$$

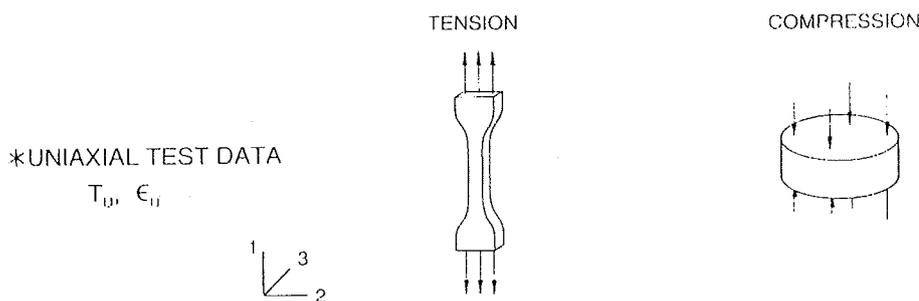


Fig. 1.26 – Mode de déformation uniaxial d'un échantillon (d'après [74])

Remarque :

Pour les petites déformation de traction ou de compression ($\epsilon < 5\%$), le coefficient de Poisson moyen observé est proche de $1/3$. Pour les grandes déformations de compression (zones 2 et 3), ν est négligeable. Il n'y a donc pas de déformation latérale dans le cas de l'essai uniaxial.

1.5.3.3 Conclusions

L'approche *minimécanique* permet d'exprimer les propriétés élastiques linéaires de la mousse en fonction des caractéristiques du matériau et des paramètres géométriques d'une cellule. Le flambement élastique des parois des cellules est à l'origine de l'apparition du « plateau » de la courbe contrainte-déformation : c'est une zone d'élasticité non linéaire du matériau. Une loi de comportement semi-empirique est exprimé en fonction du facteur de densité relative de la mousse et des propriétés du polymère. Elle permet de prédire correctement les zones 2 et 3 de la courbe contrainte-déformation.

L'approche *phénoménologique* revient à définir une expression analytique de la densité d'énergie U qui permet de décrire le mieux possible le comportement réel du matériau. Il n'existe pas une solution unique pour l'expression de U . Chaque modèle est adapté à l'expérience que l'on veut reproduire ou au domaine de sollicitations considérées. La souplesse du modèle sera un avantage car il permettra de modéliser correctement un grand nombre de problèmes d'élasticité non linéaire.

1.5.4 La modélisation du comportement viscoélastique

1.5.4.1 Caractéristiques dynamiques

Comme nous l'avons vu précédemment, les caractéristiques dynamiques de la mousse sont des facteurs importants qui influencent directement le confort dynamique. Nous allons voir comment ces paramètres peuvent être calculés et quels sont les modèles qui sont à notre disposition pour décrire le comportement viscoélastique de la mousse.

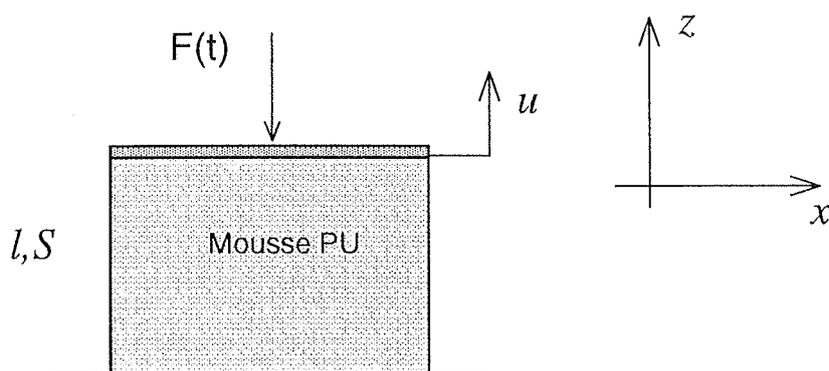


Fig. 1.27 – Essai dynamique d'un échantillon de mousse

En utilisation normale, la mousse de siège travaille autour d'une contrainte initiale σ_i (aussi appelée taux de pré-compression). On considère le mouvement de la mousse autour de la position d'équilibre déterminée par la contrainte σ_i . Cette position d'équilibre correspond à la déformation ϵ_i .

La figure 1.27 représente la configuration expérimentale d'un essai de compression dy-

namique d'un échantillon de mousse. On se place dans le cas des petites déformations. On considère la contrainte $\sigma(t)$ imposée, d'amplitude σ_o et de pulsation ω telle que :

$$\sigma(t) = \sigma_i + \sigma_o e^{j\omega(t)} \quad (1.44)$$

La réponse du matériau est alors :

$$\epsilon(t) = \epsilon_i + \epsilon_o e^{(j\omega(t)+\delta)} \quad (1.45)$$

L'équation du mouvement de l'échantillon de mousse est :

$$\frac{\partial \sigma}{\partial z} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (1.46)$$

où $\sigma = \sigma(z, t)$ représente la contrainte normale dans la mousse, $u = u(z, t)$ le déplacement et ρ , la densité du matériau.

En régime permanent, il est préférable d'utiliser la transformée de Fourier pour résoudre l'équation du mouvement. On obtient alors :

$$\frac{\partial \sigma^*}{\partial z} = -\rho \omega^2 u^* \quad (1.47)$$

avec

$$\sigma^* = F[\sigma(t)] \quad (1.48)$$

$$u^* = F[u(t)] \quad (1.49)$$

En considérant que le coefficient de Poisson du matériau est nul, on aboutit à l'expression suivante :

$$\sigma^* = E^* \epsilon^* \quad (1.50)$$

où ϵ^* représente la transformée de Fourier de la déformation $\epsilon(t)$ et E^* le module d'Young complexe. Ce dernier peut se mettre sous la forme :

$$E^* = E' + jE'' \quad (1.51)$$

avec

$$\begin{cases} E' & : \text{ module de conservation (partie réel de } E^*) \\ E'' & : \text{ module de perte (partie imaginaire de } E^*) \end{cases}$$

E' correspond à l'énergie de déformation élastique et E'' à l'énergie dissipée par frottement dans le matériau. E^* peut s'écrire en fonction des quantités E_d et η , qui définissent les caractéristiques dynamiques du matériau :

$$E^* = E_d(1 + j\eta) \quad (1.52)$$

avec

$$\begin{cases} E_d = E' & \text{module d'Young dynamique (ou module de compression)} \\ \eta = \frac{E''}{E'} & \text{facteur de perte} \end{cases} \quad (1.53)$$

L'angle de perte δ représente le déphasage entre σ^* et ϵ^* et s'exprime en fonction de E' et E'' tel que :

$$\tan \delta = \frac{E''}{E'} \quad (1.54)$$

L'hystérésis de la courbe contrainte/déformation est caractéristique des matériaux visco-élastiques. Elle est responsable de l'amortissement du polymère.

Cunningham propose une méthode graphique pour calculer les paramètres dynamiques de la mousse ([53]). Pour une déformation initiale donnée ϵ_i , on mesure la contrainte imposée $\sigma(t)$ en fonction de la déformation $\epsilon(t)$. On démontre que l'équation $\sigma(t) = f(\epsilon(t))$ est une ellipse dont l'axe principal représente le module d'Young dynamique. L'aire de l'ellipse correspond à l'énergie dissipée par cycle et permet de calculer le facteur de perte, en écrivant (cf. figure 1.28) :

$$W_c = \int_{\text{cycle}} \sigma(t) d\epsilon = \int_{\text{cycle}} \sigma(t) \frac{d\epsilon}{dt} dt \quad (1.55)$$

avec W_c l'énergie dissipée sur un cycle. Après calculs, on trouve :

$$W_c = \pi \epsilon_o^2 \eta E' \quad (1.56)$$

On obtient alors la valeur de η en fonction de W_c :

$$\eta = \frac{W_c}{\pi \epsilon_o^2 E'} \quad (1.57)$$

On peut faire l'analogie entre l'énergie dissipée dans un amortisseur, rempli d'un fluide visqueux de viscosité dynamique c_v , et l'énergie dissipée par viscoélasticité dans un matériau polymère. L'énergie dissipée dans un amortisseur visqueux est E_v et s'écrit :

$$E_v = \int_{\text{cycle}} \sigma_v(t) d\epsilon(t) = \int_{\text{cycle}} c_v \frac{d\epsilon_v^2(t)}{dt^2} dt \quad (1.58)$$

On obtient, après calculs :

$$E_v = \pi c_v \omega \epsilon_o^2 \quad (1.59)$$

En égalant les deux énergies E_v et W_c , on peut calculer la viscosité dynamique équivalente c_{eq} telle que :

$$c_{eq} = \frac{\eta E'}{\omega} \quad (1.60)$$

Cette expression fait apparaître au numérateur le terme $\eta E'$ qui représente le module de perte du matériau. On remarque que c_{eq} diminue en fonction de la pulsation en $\frac{1}{\omega}$.

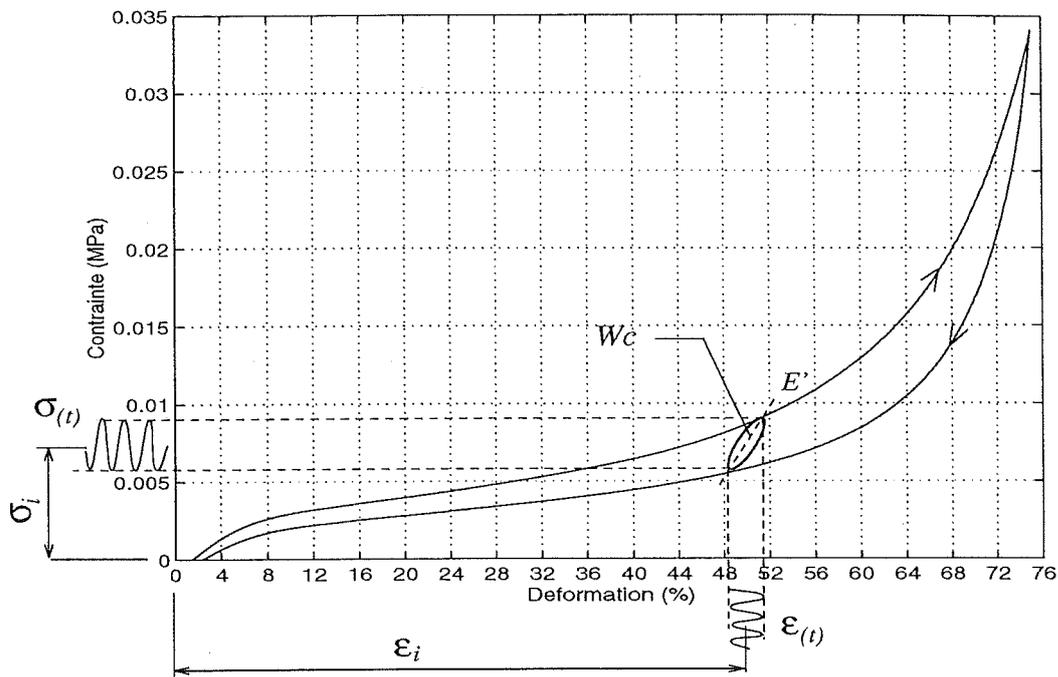


Fig. 1.28 – Méthode d'essai pour mesurer E_d et η pour un taux de déformation donné ϵ_i

Le facteur de perte augmente avec ϵ_o , et varie avec la pulsation ω et la température. Pour la plupart des polymères, $E'' > E'$ et, pour une mousse de PU, η varie entre 0.2 et 0.9 suivant la valeur de ϵ_o et de la pulsation considérée ([90]). E_d suit la pente moyenne de la courbe contrainte/déformation.

Nous allons maintenant proposer une représentation physique du comportement viscoélastique de la mousse.

1.5.4.2 Modèles viscoélastiques

La mousse peut être considérée comme un matériau à deux constituants : une structure tridimensionnelle en polymère et un fluide, l'air. Pour caractériser le comportement viscoélastique du matériau, il est nécessaire d'étudier les phénomènes suivants :

- l'élasticité de l'air ;
- l'interaction fluide/structure ;
- la viscoélasticité du polymère de la structure.

Si l'on considère la mousse comme un milieu poreux idéal saturé par un fluide, les phénomènes précédents peuvent être décrits par la théorie de Biot ([107]). Lorsque le milieu est très poreux et que la géométrie de la structure est simple, le problème est simplifié. Les seuls paramètres à déterminer sont alors la résistivité de l'écoulement de l'air dans les cellules et le module d'Young dynamique de la structure en polymère.

Tout d'abord, nous allons examiner la contribution de l'air dans la mousse puis nous étudierons l'effet de la viscoélasticité du polymère.

Contribution du fluide :

Ce phénomène est largement abordé dans l'ouvrage de MM. Gibson et Ashby et la thèse de M. Aghdhefna ([2]).

L'énergie dissipée dans le matériau n'est pas uniquement due à l'hystérèse du polymère, mais aussi à l'écoulement de l'air à travers la mousse. Ce phénomène est couramment appelé « amortissement pneumatique ». Il existe plusieurs modèles qui permettent de décrire ce phénomène.

Un modèle assez courant est celui de Gent et Rush. Ils montrent que le gradient de pression de l'écoulement du fluide à travers la mousse peut s'écrire ([102]) :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\mu v}{K(x)} + \frac{\rho v^2}{B(x)} \quad (1.61)$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} v : \text{vitesse de l'écoulement} \\ \mu : \text{viscosité dynamique du fluide} \\ \rho : \text{densité du fluide} \\ K : \text{perméabilité du fluide} \\ B : \text{constante fonction du type de cellules} \end{array} \right.$$

Le premier terme de l'équation traduit les pertes par viscosité du fluide. Ce terme est relativement dominant pour les faibles vitesses, lorsque l'écoulement est laminaire. Le deuxième terme est dominant pour les écoulements à forte vitesse. Il représente les pertes inertielles du régime turbulent.

On se place généralement en régime laminaire et le deuxième terme de l'équation (1.61) peut être négligé. Cette hypothèse est vérifiée en évaluant le nombre de Reynolds de l'écoulement de l'air dans la mousse :

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu} \quad (1.62)$$

où d représente le diamètre moyen des cellules. Une valeur typique est $d = 1 \text{ mm}$. Pour l'air, $\eta = 1.29 \text{ kg/m}^3$ et $\mu = 1.85 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$. On obtient alors :

$$Re \propto 100v \quad (1.63)$$

Les déformations étant petites, les vitesses d'écoulements sont faibles et le nombre de Reynolds de l'écoulement de l'air n'atteint pas le régime turbulent ($Re < 100$).

Dans le cas laminaire, l'équation (1.61) devient alors une loi de Darcy. La perméabilité du fluide s'exprime à l'aide de l'équation de Brace qui s'écrit :

$$K = Ad^2 \left(1 - \frac{\rho^*}{\rho_s} \right)^{3/2} \quad (1.64)$$

où A représente le rapport de rigidité de la matrice polymère sur celle de l'air. Pour le cas des mousses PU, des mesures expérimentales donnent $A = 0.4$ ([42]).

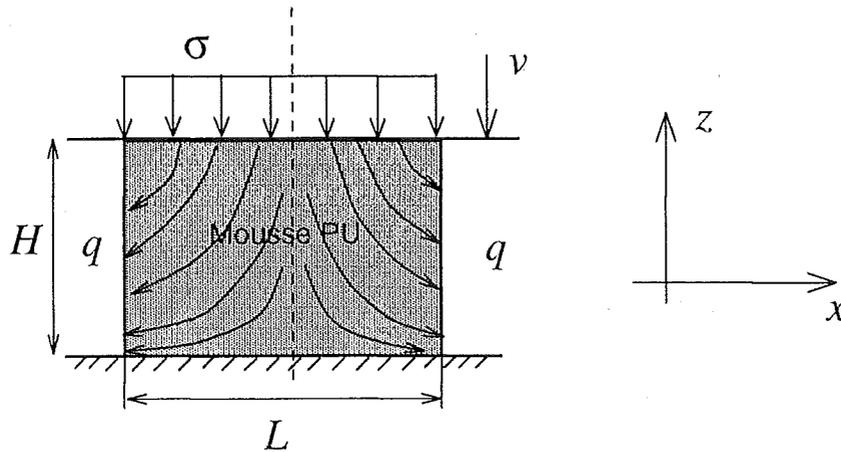


Fig. 1.29 – Compression d'un échantillon de mousse : effet de la viscosité de l'air

Pour les faibles taux de déformations ($\epsilon < 10\%$), la distance moyenne entre les cellules reste constant et est proportionnel à l . Au fur et à mesure que le taux de déformation augmente, la taille des cellules diminue. Gent et Rush proposent alors l'expression suivante de d ([102]) :

$$d \propto l(1 - \epsilon)^{1/2} \quad (1.65)$$

En appliquant l'équation de conservation du flux d'air entrant (imposé par la vitesse v sur la portion $L/2$) et sortant, sur chaque paroi de hauteur courante H , on obtient le flux d'air q dans l'échantillon (figure 1.29) :

$$q = \frac{L}{2H}v = \frac{\dot{\epsilon}L}{2} \quad (1.66)$$

Le flux moyen, à l'intérieur d'une surface verticale de hauteur H , est égale à la moitié de q et on obtient, en remplaçant dans l'équation (1.61) :

$$\frac{\dot{\epsilon}L}{4} = \frac{K}{\mu} \frac{dP}{dx} \quad (1.67)$$

Le gradient de pression dans la mousse est proportionnel à la contrainte imposée telle que :

$$\frac{dP}{dx} \approx -\frac{\sigma}{L} \quad (1.68)$$

Finalement, on arrive à l'expression de la contrainte σ_a qui représente la contribution de l'écoulement de l'air dans la mousse :

$$\sigma_a = \left(\frac{\mu L^2}{4Al^2(1 - \epsilon)(1 - \frac{\rho^*}{\rho_s})^{3/2}} \right) \dot{\epsilon} \quad (1.69)$$

Le terme entre parenthèse représente le nouveau coefficient de viscosité de l'air qui tient compte des pertes de charge dues à l'écoulement à travers les cellules. Gent et Rush ont montré que la contribution de l'air, pour des faibles vitesses de sollicitation, est négligeable.

Ils montrent que les paramètres dynamiques de la mousse (facteur de perte et module d'Young) évoluent très peu pour des fréquences de déformations entre [0 – 10] Hz ([102]).

À titre d'illustration, on peut calculer la contribution σ_a de l'air d'une mousse d'assise, schématisée par un cube de $L = 30$ cm de côté et de 6 cm d'épaisseur. Le facteur de densité relative est 0.05 et la taille moyenne des cellules est $d = 1$ mm. Les vitesses de déformation sont faibles et inférieures à 1.

On calcul le ratio, de la contrainte due l'écoulement de l'air sur la contrainte dynamique du à la viscosité du polymère, en fonction de la déformation initiale et de la fréquence de la vitesse de déformation imposée. Pour cela, on exprime la contrainte due aux pertes par viscosité du polymère :

$$\sigma_v^* = j E'' \epsilon^* \quad (1.70)$$

La contrainte due à l'effet de viscosité de l'air, après application de la TF sur l'équation (1.69), est :

$$\sigma_a^* = j \left(\frac{\mu L^2}{4 A l^2 (1 - \epsilon) \left(1 - \frac{\rho^*}{\rho_s}\right)^{3/2}} \right) \omega \epsilon^* \quad (1.71)$$

Le ratio est :

$$r_\epsilon = \frac{\sigma_a^*}{\sigma_v^*} = \frac{\mu L^2 \omega}{4 E'' A l^2 (1 - \epsilon) \left(1 - \frac{\rho^*}{\rho_s}\right)^{3/2}} \quad (1.72)$$

Le module de perte E'' n'est pas constant. Il varie en fonction de ω différemment suivant le type de polymère. Pour simplifier, on considère sa valeur moyenne \bar{E}'' . Des mesures sur des échantillons de mousse PU ont montré que $\bar{E}'' \simeq 10^5$ N/m² ([90]).

On a représenté sur la figure 1.30 l'évolution de r_ϵ en fonction de la fréquence pour 7 valeurs différentes de ϵ . Le calcul a été effectué avec les données numériques précédentes.

On remarque que la contribution de la contrainte, due à l'écoulement de l'air dans les cellules, reste négligeable, même pour un taux de déformation important.

Contribution du polymère: modèles rhéologiques :

On se place dans le cas du principe de superposition de Boltzmann qui considère que l'histoire des déformations (ou des contraintes), décrite comme une fonction du taux de contrainte (ou de déformation), s'additionne linéairement ([37]). Considérons un matériau qui subit successivement les contraintes σ_0 et σ_1 respectivement au temps t_0 et t_1 . Le principe de superposition permet de dire que les deux contraintes agissent indépendamment et que la déformation totale résultante est égale à la somme des deux déformations ϵ_0 et ϵ_1 .

Une approche intéressante est de considérer les phénomènes viscoélastique de certains matériaux, par des modèles mathématiques de comportement. Les modèles rhéologiques sont une classe particulière de ces modèles.

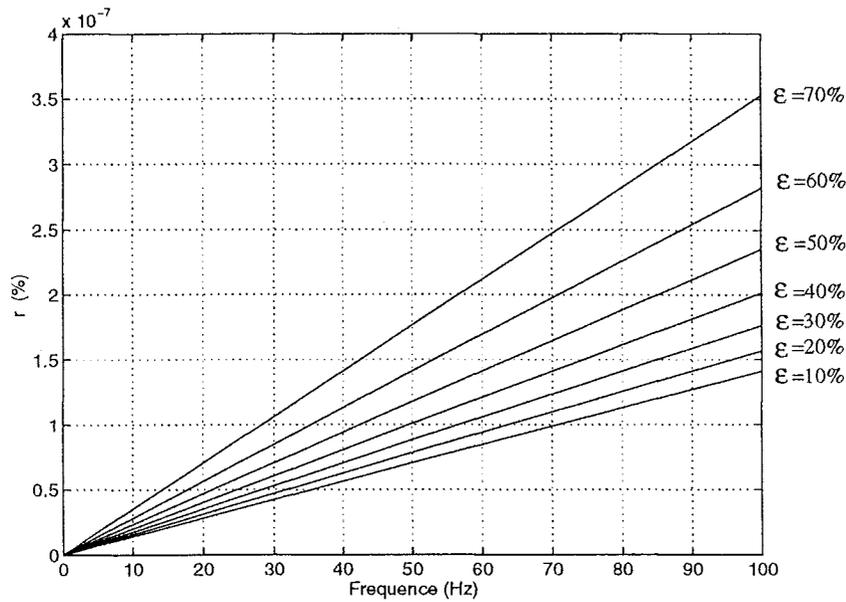


Fig. 1.30 – Contribution de l'écoulement de l'air par rapport à la viscosité du polymère d'une mousse en fonction de la fréquence et de la déformation (en %)

La formulation de la loi de comportement, c'est à dire la relation qui lie les contraintes aux déformations, par des opérateurs à dérivées fractionnaires est une approche très générale. Elle est intéressante car elle exige un faible nombre de paramètres à identifier. Les études de Bagley et Torvik ([7],[8]), de Smit et Vries ([110]) sur le comportement de nombreux matériaux viscoélastiques, ont montré que le modèle mathématique général de la loi de comportement de ces matériaux peut être défini par l'expression suivante :

$$\sigma(t) + bD^\beta[\sigma(t)] = E_o\epsilon(t) + E_1D^\alpha[\epsilon(t)] \quad (1.73)$$

Ce modèle suppose que le matériau est homogène et isotrope. Il s'applique à un état de contrainte uniaxial. Il présente cinq paramètres réels b , E_o , E_1 , α et β . D^α est l'opérateur de dérivée fractionnaire. L'expression de la dérivée fractionnaire d'une fonction $x(t)$ est définie par :

$$D^\alpha[x(t)] = \frac{1}{\Gamma(1-\alpha)} \int_0^t \frac{x(t-\tau)}{\tau^\alpha} d\tau \quad (1.74)$$

où $0 < \alpha < 1$ et Γ est la fonction eulérienne de deuxième espèce appelée fonction Gamma. La transformée de Fourier (TF) de la dérivée fractionnaire d'ordre α de $x(t)$ s'écrit :

$$F[D^\alpha[x(t)]] = (j\omega)^\alpha F[x(t)] \quad (1.75)$$

avec $j^2 = -1$. En appliquant la TF à la relation (1.73), on obtient :

$$\sigma^*(j\omega) + b(j\omega)^\beta \sigma^*(j\omega) = E_o\epsilon^*(j\omega) + E_1(j\omega)^\alpha \epsilon^*(j\omega) \quad (1.76)$$

où σ^* et ϵ^* sont, respectivement, les transformées de Fourier de la contrainte $\sigma(t)$ et $\epsilon(t)$. À partir de (1.76), on peut écrire :

$$\sigma^*(j\omega) = \frac{E_o + E_1(j\omega)^\alpha}{1 + b(j\omega)^\beta} \epsilon^*(j\omega) \quad (1.77)$$

On en déduit alors l'expression générale du module d'Young complexe E^* , fonction d'une puissance fractionnaire de la pulsation ω :

$$E^* = \frac{E_o + E_1(j\omega)^\alpha}{1 + b(j\omega)^\beta} \quad (1.78)$$

avec $0 < \alpha, \beta < 1$.

Pour obtenir un modèle crédible, celui-ci doit respecter deux contraintes « thermodynamiques » qui sont que l'énergie de dissipation et l'énergie interne doivent être positives ([8]). Le respect de ces deux contraintes impliquent des contraintes sur les valeurs des paramètres. Ces contraintes sont :

- $E_o > 0$
- $E_1 > 0$
- $b > 0$
- $\frac{E_1}{b} > 0$
- $\alpha = \beta$

Pour des matériaux dont la fonction de relaxation présente des asymptotes horizontales pour des temps très faibles et pour des temps très longs, M. Beda a montré expérimentalement que α et β ont sensiblement la même valeur ([10]). Finalement, le modèle se simplifie et ne comporte plus que quatre paramètres.

L'étude de la réponse permanente, en régime harmonique, permet de calculer le module d'Young dynamique et le facteur de perte dont les expressions respectives sont :

$$E_d = E_o + (E_1 + E_o b)\omega^\alpha \cos \frac{\pi\alpha}{2} + E_1 b\omega^{2\alpha} \quad (1.79)$$

$$\eta = \frac{(E_1 - E_o b)\omega^\alpha \sin \frac{\pi\alpha}{2}}{E_o + (E_1 + E_o b)\omega^\alpha \cos \frac{\pi\alpha}{2} + E_1 b\omega^{2\alpha}} \quad (1.80)$$

Une autre manière de mesurer la validité du modèle à dérivée fractionnaire est de déterminer les fonctions de relaxation et de fluage, à partir de la loi de comportement. Les paramètres du modèle sont alors identifiés à l'aide d'essais de *relaxation* ou de *fluage*.

L'essai de fluage consiste à imposer une contrainte constante σ_o sur le matériau et à mesurer l'évolution de la déformation au cours du temps. L'application de la contrainte s'accompagne d'une déformation instantanée ; celle-ci évolue pour se stabiliser à une valeur constante au bout d'un certain temps. La grandeur caractéristique mesurée est la compliance de fluage $J(t)$, qui s'exprime :

$$J(t) = \frac{\epsilon(t)}{\sigma_o} \quad (1.81)$$

L'essai de relaxation consiste à appliquer une déformation constante ϵ_o et à observer l'évolution de la contrainte en fonction du temps. On mesure le module de relaxation $E(t)$ du matériau qui s'exprime :

$$E(t) = \frac{\sigma(t)}{\epsilon_o} \quad (1.82)$$

Les calculs qui permettent d'arriver aux expressions des fonctions de relaxation et de fluage se trouvent dans l'article de MM. Bagley et Torvik ([8]). La contrainte de relaxation est la réponse du matériau à un échelon de déformation $h(t)$ telle que :

$$\epsilon(t) = h(t) \quad (1.83)$$

et la contrainte de relaxation s'exprime :

$$\sigma_r(t) = \frac{E_1}{b} h(t) + (E_o - \frac{E_1}{b}) f(\theta, \alpha) \quad (1.84)$$

avec

$$f(\theta, \alpha) = 1 - \int_0^\infty \frac{u^{\alpha-1} \sin \pi \alpha e^{-u\theta}}{\pi(1 + 2u^\alpha \cos \pi \alpha + u^{2\alpha})} du \quad (1.85)$$

$$\theta = tb^{-1/\alpha} \quad (1.86)$$

La quantité $\frac{E_1}{b}$ représente le module de relaxation instantannée lorsque $t = 0$. $f(\theta, \alpha)$ est une fonction monotone décroissante. Si pour un temps infini, l'intégrale de $f(\theta, \alpha)$ tend vers 0, alors $f(\theta \rightarrow \infty, \alpha)$ tend vers 1 et la contrainte de relaxation tend vers le module d'Young du polymère E_o .

D'une manière similaire, on peut résoudre le problème de l'essai de fluage. La déformation de fluage est la réponse du matériau à une contrainte échelon $h(t)$ telle que :

$$\sigma(t) = h(t) \quad (1.87)$$

La déformation de fluage s'exprime :

$$\epsilon_f(t) = \frac{b}{E_1} h(t) + (\frac{1}{E_o} - \frac{b}{E_1}) f(\theta, \alpha) \quad (1.88)$$

avec

$$\theta = t \left(\frac{E_o}{E_1} \right)^{1/\alpha} \quad (1.89)$$

La quantité $\frac{b}{E_1}$ représente la valeur instantannée de la compliance de fluage. Pour $t \geq 0$, la déformation de fluage est monotone croissante et tend vers une asymptote horizontale lorsque $t \rightarrow \infty$.

Ce modèle général à dérivées fractionnaires est très performant pour décrire le comportement de beaucoup de matériaux viscoélastiques. Néanmoins, il présente certaines difficultés théoriques pour déterminer les solutions de la loi de comportement dans le domaine temporel. L'article de M. Gaul présente une solution pour résoudre le problème de l'intégration

temporelle avec des opérateurs à dérivées fractionnaires. Le cas est traité sur un modèle rhéologique classique ([40]).

Une autre difficulté du modèle général à dérivées fractionnaire est le calcul des fonctions de relaxation et de fluage. Il est plus commode d'exprimer les équations dans le domaine fréquentiel, puis d'identifier les paramètres du modèle avec la mesure du module d'Young complexe du matériau. Cette approche fréquentielle est plus simple à mettre en œuvre. On peut alors utiliser une méthode de moindre carré pour identifier les quatre paramètres de la loi de comportement. Cependant, les essais dynamiques sont plus délicats et plus longs à réaliser que les essais de fluage ou de relaxation. On pourra se référer aux travaux de MM. Beda, Soula et Fages pour l'étude des diverses techniques d'identification effectuées avec des mesures dynamiques sur des polymères ([10],[111],[36]).

Nous présentons maintenant des modèles rhéologiques très utilisés pour décrire le comportement de certains matériaux particuliers. Ces modèles présentent une loi de comportement simplifiée, obtenue à partir de l'expression (1.73). Ils s'obtiennent par combinaison de deux modèles élémentaires :

1. Un ressort de Hooke : qui représente le comportement élastique linéaire ;
2. Un amortisseur de Newton : qui représente le comportement visqueux linéaire.

La figure 1.31 présente 3 modèles rhéologiques très répandus, utilisés pour décrire le comportement de certains polymères.

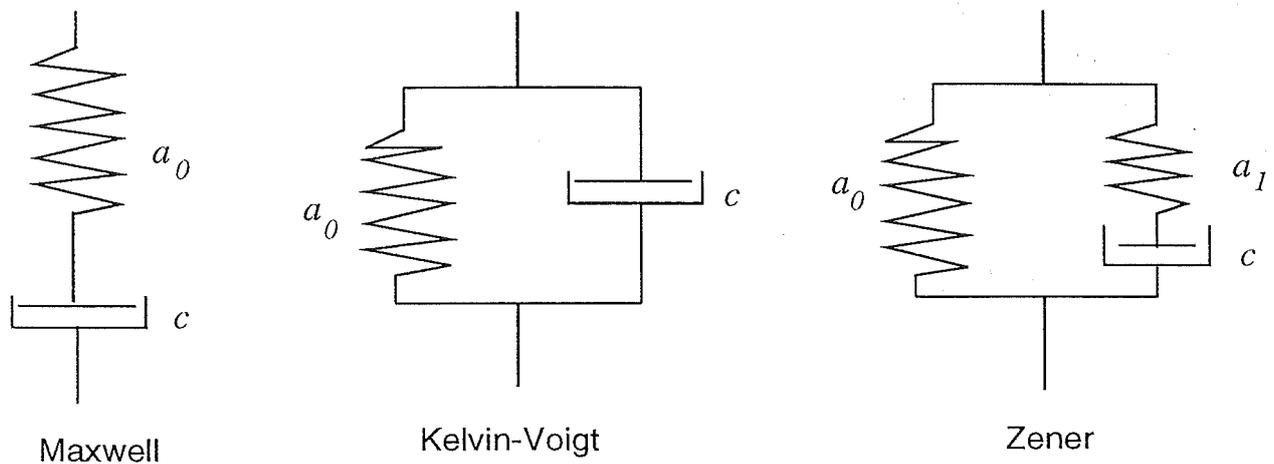


Fig. 1.31 - Modèles rhéologiques

a) Modèle de Kelvin-Voigt :

Le modèle de Kelvin-Voigt (KV) est obtenu par l'association en parallèle d'un solide élastique de Hooke et d'un fluide visqueux de Newton. a_0 et c représentent respectivement le module d'Young et le coefficient de viscosité dynamique du fluide. La loi de comportement de ce modèle s'écrit :

$$\sigma(t) = a_0 \epsilon(t) + c \frac{d\epsilon(t)}{dt} \quad (1.90)$$

En appliquant la TF sur l'équation (1.90), on obtient l'expression du module complexe E^* :

$$E^* = a_o + jc\omega \quad (1.91)$$

La compliance de fluage est calculée en résolvant l'équation différentielle de la loi de comportement pour $\sigma = cste = \sigma_o$. Après calculs, on obtient :

$$J(t) = \frac{\epsilon(t)}{\sigma_o} = \frac{1}{a_o} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \quad (1.92)$$

avec $\tau = \frac{c}{a_o}$ appelée constante de fluage (ou de relaxation).

Le module de relaxation est calculé en remplaçant $\epsilon(t) = cste = \epsilon_o$ dans la loi de comportement. Son expression est :

$$E(t) = \frac{\sigma(t)}{\epsilon_o} = a_o \quad (1.93)$$

Le module de relaxation d'un matériau viscoélastique n'est jamais constant. Ce modèle est donc bien adapté pour des essais de fluage mais n'est pas applicable pour des essais de relaxation. Cependant, sa simplicité le rend très utile pour approcher, au 1^{er} ordre, le comportement des polymères.

b) Modèle de Kelvin-Voigt à dérivées fractionnaires :

Ce modèle est étudié dans l'article de M. Fages ([36]). Il est équivalent au précédent sauf que la dérivée entière de la déformation est remplacée par une dérivée fractionnaire. La loi de comportement s'écrit :

$$\sigma(t) = a_o\epsilon(t) + cD^\alpha[\epsilon(t)] \quad (1.94)$$

En appliquant la TF sur l'équation (1.94), on aboutit à une expression simplifiée du module complexe de la relation (1.78) :

$$E^* = a_o + c(j\omega)^\alpha \quad (1.95)$$

Le module d'Young dynamique et le facteur de perte sont calculés en annulant b dans les équations (1.79) et (1.80). On obtient alors :

$$E_d = a_o + c\omega^\alpha \cos \frac{\pi\alpha}{2} \quad (1.96)$$

$$\eta = \frac{c\omega^\alpha \sin \frac{\pi\alpha}{2}}{a_o + c\omega^\alpha \cos \frac{\pi\alpha}{2}} \quad (1.97)$$

Ce modèle comporte un paramètre de plus que le modèle de KV. Il permet de tenir compte de la dépendance du module d'Young dynamique avec la fréquence et de borner le facteur de perte (cf. figure 1.32).

L'ordre de la dérivée α varie dans le même sens que le facteur de perte. Ce modèle permet de mieux représenter le comportement réel des matériaux. Bien qu'il soit plus complexe que le modèle de KV, il reste plus simple que le modèle général à 4 paramètres.

c) Modèle de Maxwell-Zener :

Ce modèle est aussi très utilisé. Il est constitué de l'association en parallèle d'un ressort de Hooke et d'un élément de Maxwell. Ce dernier est constitué d'un amortisseur de Newton en série avec un ressort de Hooke. Le modèle de Maxwell possède une rigidité nulle au repos. Il est donc peu réaliste et c'est pour cette raison qu'on lui associe, au minimum, une raideur en parallèle.

La loi de comportement du modèle de Maxwell-Zener est :

$$\sigma(t) + \frac{c}{a_1} \frac{d\sigma}{dt} = a_o \epsilon(t) + c \left(1 + \frac{a_o}{a_1}\right) \frac{d\epsilon}{dt} \quad (1.98)$$

L'expression du module complexe, après application de la TF sur l'expression précédente, est :

$$E^* = \frac{a_o + j\omega c \left(1 + \frac{a_o}{a_1}\right)}{1 + j\omega \frac{c}{a_1}} \quad (1.99)$$

Le module d'Young dynamique et le facteur de perte se déduisent facilement de l'expression de E^* :

$$E_d = a_o + \frac{c^2 a_1 \omega^2}{a_1^2 + c^2 \omega^2} \quad (1.100)$$

$$\eta = \frac{(c a_1^2 \omega)(a_1^2 + c^2 \omega^2)}{(a_1^2 + c^2 \omega^2)(a_o a_1^2 + (a_o c^2 + a_1 c^2) \omega^2)} \quad (1.101)$$

L'expression du module de relaxation est :

$$E(t) = \frac{\sigma(t)}{\epsilon_o} = a_o \left(1 + e^{-\frac{t}{\tau_r}}\right) \quad (1.102)$$

avec $\tau_r = \frac{c}{a_1}$. L'expression de la compliance de fluage est :

$$J(t) = \frac{\epsilon(t)}{\sigma_o} = \frac{1}{a_o} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_f}}\right) \quad (1.103)$$

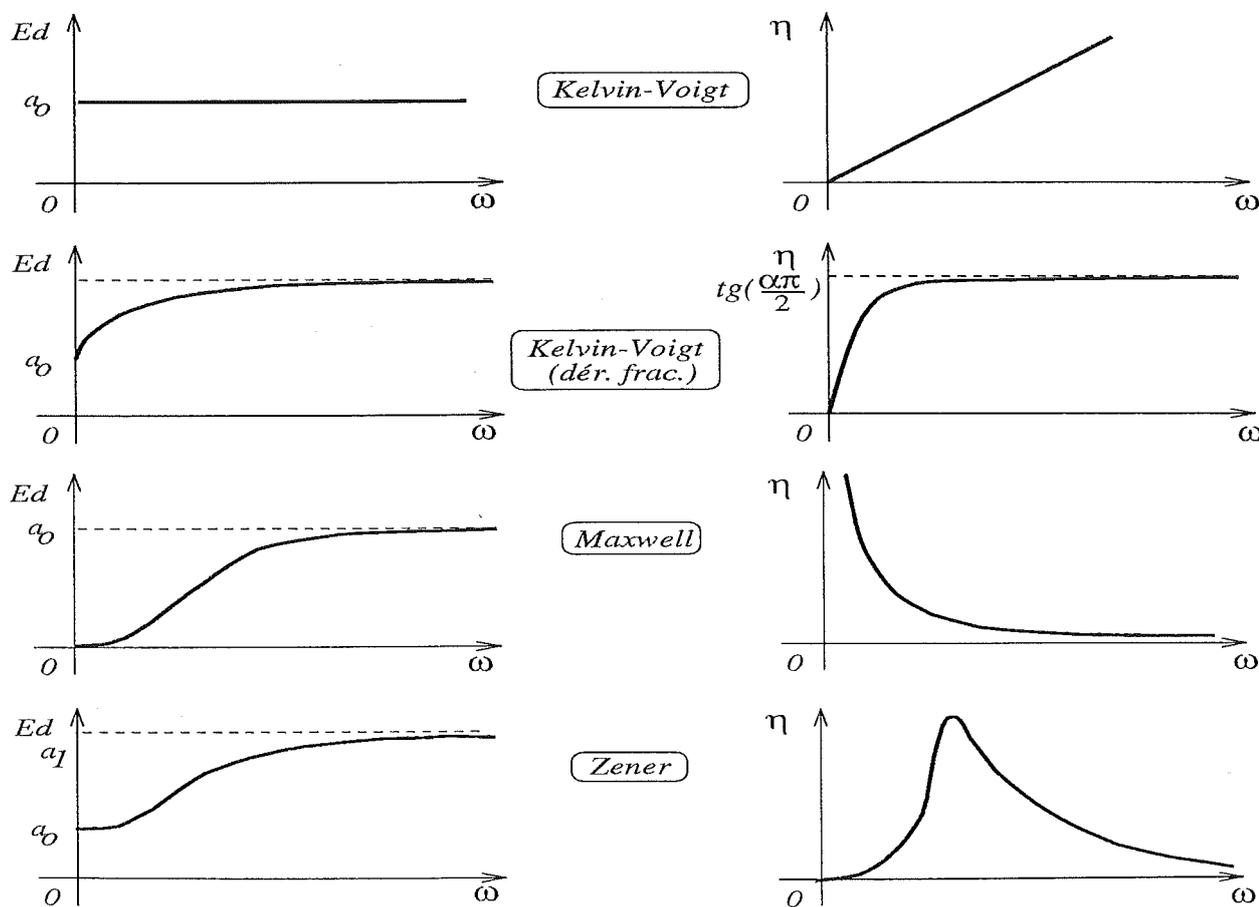
avec $\tau_f = \frac{c(1 + \frac{a_o}{a_1})}{a_o}$.

Le tableau 1.6 contient les expressions de E_d et de η pour chacun des quatre modèles présentés. On a représenté sur la figure 1.32 l'évolution des paramètres dynamiques de chaque modèle en fonction de la pulsation.

L'évolution des paramètres dynamiques est très différente suivant les modèles rhéologiques considérés. Le modèle de Maxwell est peu réaliste car le facteur de perte tend vers l'infini lorsque la pulsation tend vers zéro. Par contre, les modèles de Maxwell-Zener et de KV sont assez réalistes du comportement réel de certains matériaux. Le modèle de KV à dérivées fractionnaires donne de très bons résultats sur de nombreux matériaux tels que les caoutchoucs et les mousses de néoprène (cf. [36]).

À titre d'exemple, nous allons mesurer la validité d'un de ces modèles à l'aide d'un essai de relaxation sur un échantillon de mousse.

Modèles	Pamamètres dynamiques	
	E_d	η
Kelvin-Voigt	a_0	$\frac{c}{\omega}$
Kelvin-Voigt (dériv. frac.)	$a_0 + c\omega^\alpha \cos \frac{\pi\alpha}{2}$	$\frac{c\omega^\alpha \sin \frac{\pi\alpha}{2}}{a_0 + c\omega^\alpha \cos \frac{\pi\alpha}{2}}$
Maxwell	$\frac{c^2 a_0 \omega^2}{a_0^2 + c^2 \omega^2}$	$\frac{a_0}{c\omega}$
Maxwell-Zener	$a_0 + \frac{c^2 a_1 \omega^2}{a_1^2 + c^2 \omega^2}$	$\frac{(ca_1^2 \omega)(a_1^2 + c^2 \omega^2)}{(a_1^2 + c^2 \omega^2)(a_0 a_1^2 + (a_0 c^2 + a_1 c^2) \omega^2)}$

Tab. 1.6 – Expressions de E_d et η pour chaque modèle rhéologiqueFig. 1.32 – Évolution des paramètres dynamiques $E_d(\omega)$ et $\eta(\omega)$ pour chaque modèle

Au temps $t \leq 0$, on applique une déformation constante ϵ_0 puis on mesure la contrainte $\sigma(t)$ en fonction du temps. L'essai a été réalisé sur un échantillon de dimensions $(80 \times 70 \times 50)$ mm avec une machine d'essai¹⁰ de traction/compression pilotée par un PC.

10. Machine Adamel Lhomargy DY25 et logiciel Autotrac

La déformation initiale appliquée est égale à $\epsilon_o = 50\%$. On enregistre l'effort de relaxation pendant 3 heures.

Le modèle que nous proposons de valider est le modèle de Maxwell-Zener. La contrainte de relaxation s'écrit :

$$\sigma(t) = a_o \epsilon_o \left(1 + e^{-\frac{t}{\tau_r}} \right) \quad (1.104)$$

Les paramètres a_o et τ_r sont identifiés par une méthode de moindre carré. Les résultats de la mesure et du modèle sont représentés sur la figure 1.33. Les valeurs identifiées des paramètres sont :

$$\begin{cases} a_o = 1020 \text{ N/m}^2 \\ \tau_r = 2494.5 \text{ s} \end{cases}$$

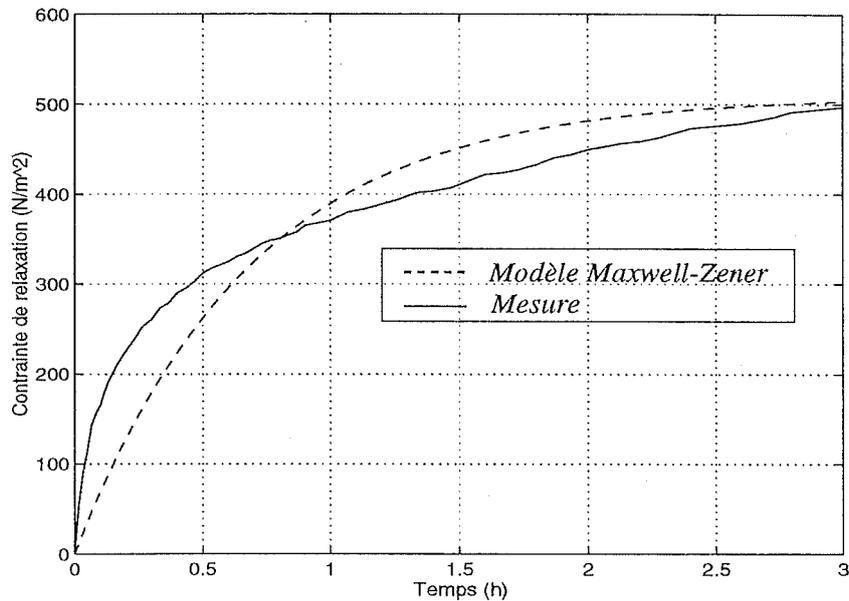


Fig. 1.33 – Contrainte de relaxation mesurée et identifiée sur une mousse de PU

L'accord entre le modèle et la mesure est médiocre. Le modèle doit être amélioré.

Le modèle de KV est généralement suffisant pour traduire le comportement dynamique d'une mousse à cellule ouverte autour d'une position d'équilibre. Ce modèle est très intéressant car il permet de calculer directement une raideur et un amortissement équivalent à partir des paramètres a_o et c de la loi de comportement. Il suffit alors de connaître la hauteur l de l'échantillon après déformation, et la surface S où le chargement est appliqué. Si l'on fait l'hypothèse que la surface reste constante pendant la déformation, ce qui est vérifiée dans le cas de la mousse, la raideur et l'amortissement équivalent s'écrivent :

$$K_{eq} = \frac{a_o S}{l} \quad (1.105)$$

$$C_{eq} = \frac{c S}{l} \quad (1.106)$$

La figure 1.34 représente la réponse en fréquence mesurée sur un siège de véhicule avec un conformateur normalisé. La masse du chargement s'élève à 63 kg. La mesure a été réalisée avec un essai de type « sinus balayé » entre 1 et 10 Hz et une amplitude imposée de ± 2 mm, constante sur la bande de fréquence.

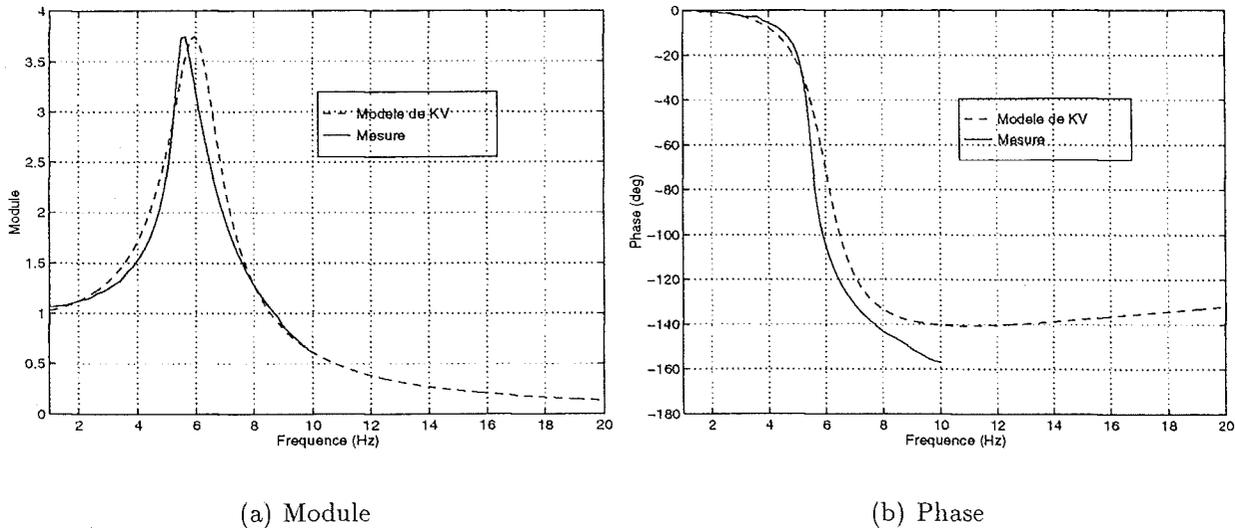


Fig. 1.34 – Réponse en fréquence mesurée et identifiée

On a superposé, sur le même graphique, la mesure et la réponse simulée avec le modèle de KV.

Le modèle de KV est satisfaisant si l'on désire une faible précision du comportement réel de l'assise. La raideur et le coefficient d'amortissement équivalent du modèle de KV sont identifiés par une méthode de moindre carré. On trouve :

$$\begin{cases} K_m = 9.1 \cdot 10^3 \text{ N/m} \\ C_m = 670 \text{ Ns/m} \end{cases}$$

Pour obtenir une estimation des paramètres du modèle rhéologique de KV, on applique les relations (1.105) et (1.106). La surface du siège est prise égale à l'aire d'un carré de dimension (350×350) mm, et l'épaisseur de la mousse est fixé à $l = 40$ mm. Le calcul donne :

$$\begin{cases} a_o = 2.97 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 \\ c = 218.7 \text{ Ns/m}^2 \end{cases}$$

1.5.5 Conclusions

Le choix d'un modèle, représentant le comportement d'un matériau, est un problème difficile. Le comportement réel des matériaux est complexe, et il est impossible de construire un modèle représentant le matériau donné en toutes circonstances. Dans certains cas, en particulier si l'on recherche une grande fiabilité, il conviendra de faire les calculs avec une

loi de comportement très sophistiquée. Par contre, dans d'autres cas, on pourra se satisfaire d'approximations plus grossières du comportement du matériau et utiliser des modèles plus simples.

Les études de M. Aghdhefna ont montré que le modèle hyperélastique compressible d'Ogden permet de décrire correctement le comportement de la mousse. Il a aussi montré que la prédiction de la hauteur du point H d'un manequin SAE avec un modèle de Hill était numériquement difficile. Des problèmes de convergence numérique surviennent dès que la taille des éléments du modèle est trop importante. Il faut alors réduire considérablement la taille des éléments mais les temps de calcul sont alors très longs. Il est aussi très difficile de corrélérer les résultats de calculs avec les mesures effectuées avec des mannequins ([2]).

Nous avons montré que, dans le cas d'une mousse de siège, la contribution de l'écoulement de l'air à travers les cellules de la mousse sur l'amortissement structural du polymère était négligeable.

Nous avons ensuite cherché à modéliser le comportement dynamique de la mousse. Les modèles rhéologiques s'avèrent bien adaptés pour décrire le comportement viscoélastique autour d'une déformation initiale ϵ_0 . Ces modèles permettent d'obtenir une représentation plus ou moins fidèle du module d'Young dynamique et du facteur de perte du matériau. En revanche, ces modèles sont incapables de prédire l'évolution des caractéristiques dynamiques lorsque les conditions de chargement varie. L'hystérèse du matériau évoluant en fonction de la déformation, il est difficile d'obtenir les caractéristiques dynamiques pour toute l'histoire des déformations.

Les modèles à dérivées fractionnaires sont très performant pour décrire le comportement de beaucoup de matériaux. Une étude effectuée au laboratoire a permis de vérifier la validité de ces modèles avec des mesures sur des échantillons ([90]). Cependant, l'utilisation des modèles à dérivées fractionnaires dans le domaine temporel est difficile.

Cette étude a permis de mettre en évidence les difficultés de modélisation des mousses. Il n'existe pas de modèle unique qui puisse rendre compte à la fois, de la loi de comportement en grande déformation et de la loi de comportement viscoélastique. Un calcul par une méthode élément fini est nécessaire pour résoudre les cas complexes (et réels). Ces méthodes sont assez couteuses en temps de calcul, et leurs complexités les rend inadaptées au concepteur, attaché à résoudre un problème de synthèse.

1.6 Hypothèses de l'étude

Nous présentons ici les hypothèses définies dans le cadre de l'étude de l'isolation active d'un siège de véhicule. Elles permettront de mieux comprendre les choix de modélisation et de conception, comme nous le verrons par la suite. Les hypothèses sont :

H_1 On considère seulement la direction verticale des vibrations suivant l'axe z ;

- H_2 Le corps humain est supposé sans dynamique propre et est modélisé par une masse rigide ;
- H_3 Le dossier du siège et le couplage dossier/dos ne sont pas modélisés.
- H_4 Le mouvement du conducteur est étudié autour d'une position d'équilibre donnée. Les amplitudes des mouvements de celui-ci sont faibles pour pouvoir se placer dans le cas linéaire des petites déformations ;
- H_5 Le comportement de l'assise du siège est représentée par le modèle de Kelvin-Voigt.

1.7 Conclusions du chapitre

L'objectif défini dans cette étude est l'isolation vibratoire active du conducteur d'un siège de véhicule. Avant d'envisager les méthodes et les solutions pour résoudre ce problème, nous avons analysé les divers éléments qui permettent de définir le contexte de l'étude.

Après avoir défini ce que représente le *confort* pour un siège, la décomposition du problème a montré que le confort de l'utilisateur est lié à des paramètres posturaux, de pressions statiques de contact et de paramètres mécaniques qui définissent le comportement d'isolation du siège. Il y a donc beaucoup de facteurs.

Nous avons montré que les sièges de véhicules actuels ne donnaient pas un confort vibratoire satisfaisant. La complexité du processus de conception devant satisfaire, à la fois des objectifs de confort statiques et dynamiques, ne peut résoudre efficacement le problème d'isolation du siège. Celui-ci est alors traité *a posteriori*, une fois les critères posturaux et statiques satisfaits.

Une des principales causes du mauvais filtrage des vibrations est le mauvais choix des paramètres dynamiques du siège lors de sa conception. Ceci s'explique par la volonté de satisfaire avant tout des critères de confort statiques et posturaux.

La modélisation est rendu difficile par le comportement de la mousse, matériau hyperélastique, qui présente une loi de comportement non-linéaire et un fort hystérésis. L'étude sur la modélisation des mousses a montré qu'aucun modèles simples ne permettaient de rendre compte, simultanément, du comportement quasi-statique en grandes déformations et du comportement viscoélastiques¹¹. Cette analyse permet de justifier pourquoi, à l'heure actuelle, il est encore difficile de prédire la réponse statique et dynamique d'un mannequin, et encore moins de déterminer les paramètres de conception à partir d'une réponse donnée.

Face aux difficultés de modélisation et de conception des sièges actuels, difficultés matérialisées par la synthèse des paramètres *géométriques, physiques, structuraux et mécaniques*,

11. Une étude expérimentale très complète, sur le comportement viscoélastique des mousses de siège, a été réalisée au début de la thèse. Par soucis de concision, nous avons volontairement alléger la présentation des résultats de cette étude. Les résultats obtenus ont permis de justifier la démarche de modélisation exposée au chapitre 4. On pourra se reporter au rapport interne [90].

nous avons découplé le confort en :

1. Confort *statique* : optimisé par le choix des formes, des caractéristiques des matériaux mous, des réglages posturaux ;
2. Confort *dynamique* ou *vibratoire* : optimisé indépendamment de l'aspect statique avec un dispositif d'isolation efficace.

Chapitre 2

Étude de l'isolation vibratoire du siège

2.1 Introduction

L'étude du confort vibratoire des sièges de véhicule a été présentée au chapitre 1. Cette étude a montré la difficulté, pour le concepteur, d'intégrer des critères « dynamiques » dans sa démarche de conception. Il en résulte un comportement dynamique peu optimisé et on a un confort routier perfectible.

Nous avons vu aussi au chapitre 1 que le confort vibratoire des sièges pouvait être nettement amélioré en utilisant un dispositif d'isolation approprié. Le problème à résoudre est d'isoler le conducteur, assis sur son siège, du plancher du véhicule qui constitue la source des vibrations. La démarche que nous proposons de suivre dans ce chapitre est la définition des paramètres d'une suspension, intercalée entre le siège et le plancher.

Nous verrons qu'une suspension passive permet déjà d'apporter « un plus », tout en maîtrisant les paramètres de conception du comportement du système : raideur et amortissement de la suspension.

Cependant, la suspension passive reste un compromis entre, limitation des amplitudes de débattement à la résonance, et filtrage au delà de la fréquence de coupure. Une solution optimale réside dans l'utilisation de systèmes actifs et semi-actifs. Nous verrons les avantages d'une suspension semi-active sur l'amélioration de l'isolation du passager.

Nous proposons, dans ce chapitre, de montrer le rôle d'une suspension de siège sur l'amélioration du confort du passager, et de définir les paramètres de conception pour répondre à critères de confort dynamiques.

Dans un premier temps, le problème de l'isolation vibratoire d'une structure est décrit.

Puis, une étude paramétrique sur un simple modèle linéaire à 1 degré de liberté est effectuée et une optimisation des paramètres du système est proposée.

Enfin, les contraintes particulières du siège de véhicule automobile sont définies et l'influence de la variation du chargement sur le comportement du système est étudiée.

2.2 Généralités

Les problèmes d'isolation vibratoire se rencontrent pour de nombreux de systèmes mécaniques soumis à des vibrations. C'est notamment le cas des domaines tels que le transport (moteurs d'avions ou d'automobile, machinerie de navires, caisse de véhicule...) et le génie civil (construction anti-sismique, isolation de bâtiments ou d'ouvrages d'art...). De nombreuses abondepublications traitent des problèmes recomtrés dans ces domaines, tant d'un point de vue théorique qu'expérimental([120],[105], [50],[4],[19],[80]).

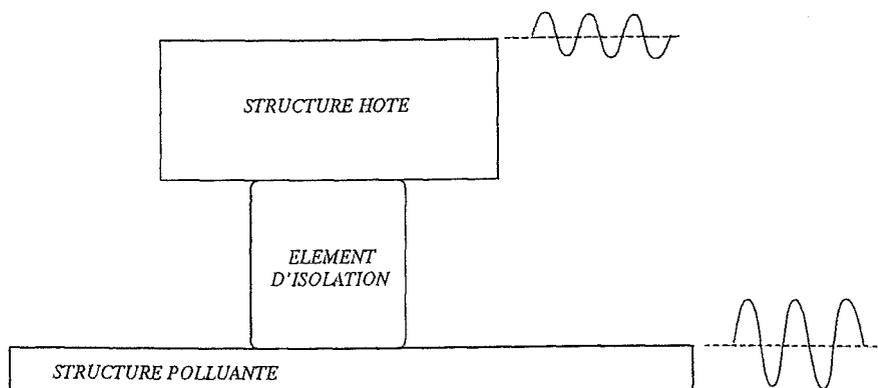


Fig. 2.1 – Isolation vibratoire

Dans un système d'isolation vibratoire, les vibrations générées par une source « polluante » sont transmises à la structure hôte de manière solidienne par un ou plusieurs éléments de suspension (*cf.* figure 2.1).

Le principe de l'isolation vibratoire est de caractériser les éléments de suspension de manière à réduire les vibrations de la structure hôte. Un cahier des charges doit alors être établi afin de fixer les objectifs visés par le système d'isolation, en terme de niveaux vibratoires. C'est ce qu'on appelle la « fonction coût » ou le « critère de performance » (*cf.* chapitre 3). Ces objectifs varient suivant le type d'application : protection d'équipements (usure, fatigue), discrétion acoustique, confort routier des passagers d'un véhicule... De plus, des contraintes purement « statique » existent : il s'agit notamment d'assurer le support des différents éléments du système à isoler et de maintenir les débattements de celui-ci dans une certaine plage de fonctionnement.

Cependant, les objectifs et les contraintes sont difficiles à respecter car elles reposent sur des contradictions. Par exemple, les contraintes statiques imposent une rigidité importante de l'élément isolateur, ce qui diminue le filtrage à haute fréquence et détériore le confort([27]).

La conception d'un système d'isolation impose donc des compromis entre l'amplification à la résonance, l'atténuation à haute fréquence, les déflexions statiques et dynamiques. Généralement, la masse de la structure hôte est fixée et seuls les paramètres de raideur et d'amortissement peuvent être spécifiés dans la conception du système.

L'utilisation de systèmes passifs s'avèrent suffisants dans beaucoup de problèmes. On utilise alors, suivant la structure et le domaine de fréquence des vibrations perturbatrices, soit des matériaux amortissants tels que les caoutchoucs et les polymères, soit des systèmes mécaniques à base de suspension munie amortisseur hydraulique.

En revanche, dans certaines applications où l'on désire obtenir le maximum d'efficacité pour des raisons de sûreté de fonctionnement, de sécurité ou de confort, les solutions passives sont insuffisantes. C'est pourquoi les équipes de recherche ont cherché de nouvelles méthodes et se sont tourné vers des systèmes actifs, qui permettent de palier au manque des systèmes passifs. Une description des différentes stratégies de contrôle actif sera présentée au chapitre 3.

2.3 Cas d'un système à un degré de liberté

2.3.1 Amortisseur passif

Un système d'isolation vibratoire passif est étudié ici dans un cas simple. Cette étude a pour but de dégager les paramètres importants dans la conception d'un tel système.

On considère une structure (S) de masse (M) à isoler d'une structure polluante (S_o) sur laquelle elle repose (figure 2.2). Un élément de suspension composé d'une raideur (K_s) et d'un amortisseur de viscosité (C_s) supporte la structure (S) et l'isole de (S_o). Ce système forme un oscillateur linéaire à un degré de liberté.

(X) est le déplacement de la structure à isoler et (Y), le déplacement de (S_o) qui représente la source de vibration (perturbation ou excitation du système). La masse (M) (et sa plage de variation) est supposée connue.

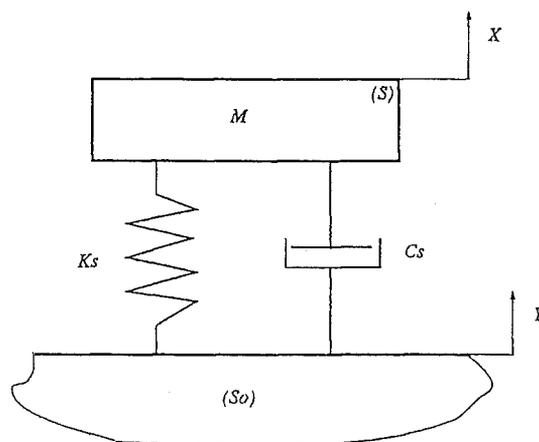


Fig. 2.2 - *Isolateur 1 ddl*

La valeur minimale de la raideur (K_s) de la suspension est imposée par le poids de la structure à isoler : l'objectif est d'obtenir une faible déflexion statique et de faibles débattements à basse fréquence. La valeur de la viscosité (C_s) est choisie en calculant les

fonctions de transfert du système et en cherchant la meilleure atténuation sur la gamme de fréquence considérée. Les influences de la raideur et de l'amortissement sont étudiées afin de mettre en évidence les limites d'un système d'isolation passif.

Les fonctions de transfert du système sont déterminées très facilement en écrivant l'équation du mouvement dynamique du modèle de la figure 2.2 et en considérant la réponse stationnaire du système en régime harmonique. Les fonctions de transfert du système s'écrivent :

$$\begin{cases} H_{(\frac{x}{Y})} &= \frac{\omega_o^2 + 2j\xi\omega_o\omega}{\omega_o^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_o\omega} \\ H_{(\frac{x-y}{Y})} &= \left(\frac{\omega_o^2}{\omega_o^2 + 2j\xi\omega_o\omega}\right)H_{(\frac{x}{Y})} \\ H_{(\frac{\ddot{x}}{Y})} &= -\omega^2 H_{(\frac{x}{Y})} \end{cases} \quad (2.1)$$

Avec ω_o la pulsation propre et ξ le taux d'amortissement du système tels que :

$$\begin{cases} \omega_o^2 &= \frac{Ks}{M} \\ \xi &= \frac{C_s}{2\sqrt{KM}} \end{cases} \quad (2.2)$$

$H_{(\frac{x-y}{Y})}$ et $H_{(\frac{\ddot{x}}{Y})}$ représentent respectivement les fonctions de transfert en débattement et en accélération du système soumis à une excitation harmonique $Y(j\omega)$. Le calcul de ces deux fonctions de transfert permet de déterminer la réponse en débattement et l'accélération transmise à la masse. Celles-ci constituent les réponses dynamique du système qui sont importantes pour le dimensionnement. Ces deux fonctions de transfert caractérisent l'isolation vibratoire de la structure et sont celles qui interviennent dans l'étude d'un problème de confort.

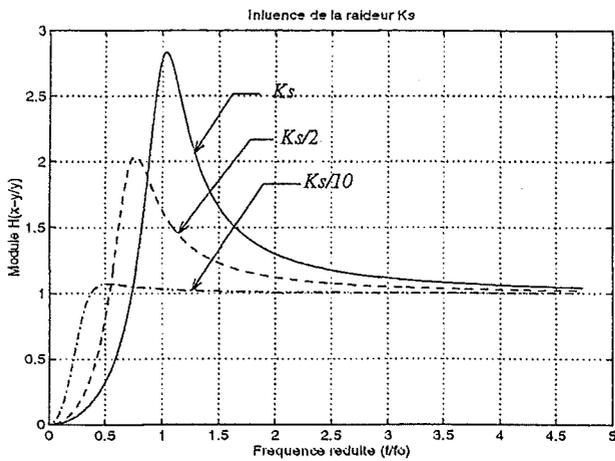
Les figures 2.3 et 2.4 représentent respectivement l'influence de la raideur et de l'amortissement de l'élément de suspension sur le gain des fonctions de transfert $H_{(\frac{x-y}{Y})}$ et $H_{(\frac{\ddot{x}}{Y})}$.

Sur la figure 2.3, l'amortissement C_s est constant et la raideur prend les valeurs $(K_s, K_s/2, K_s/10)$. Pour de faibles valeurs de K_s , les amplitudes de $H_{(\frac{x-y}{Y})}$ et $H_{(\frac{\ddot{x}}{Y})}$ diminuent lorsque les fréquences sont élevés. Le comportement à haute fréquence est ainsi amélioré : le choix d'une faible raideur assure un meilleur filtrage des accélérations et des oscillations de débattement, au delà d'une fréquence dite de coupure ω_c telle que :

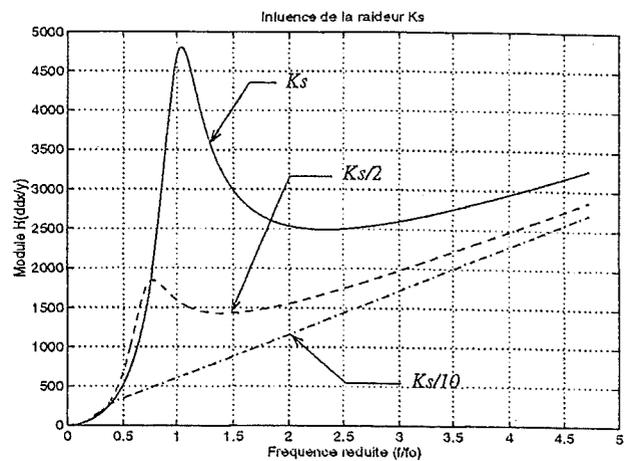
$$\omega_c = \omega_o\sqrt{2} \quad (2.3)$$

Par contre, à basse fréquence et à la résonance, une faible raideur amplifie les débattements et augmente diminue le filtrage de l'accélération (cf courbes $H_{(\frac{x-y}{Y})}$ figure 3(a)).

Lorsqu'on fait varier C_s à K_s constant, il faut distinguer le comportement à la résonance et au delà de la fréquence de coupure. À la fréquence de résonance, les amplitudes de $H_{(\frac{x-y}{Y})}$ et $H_{(\frac{\ddot{x}}{Y})}$ diminuent lorsque C_s augmente. Au delà de la fréquence de coupure, l'augmentation de C_s provoque l'amplification de $H_{(\frac{\ddot{x}}{Y})}$ alors que $H_{(\frac{x-y}{Y})}$ n'est pas amplifié et tend vers 1 (cf. figure 2.4).

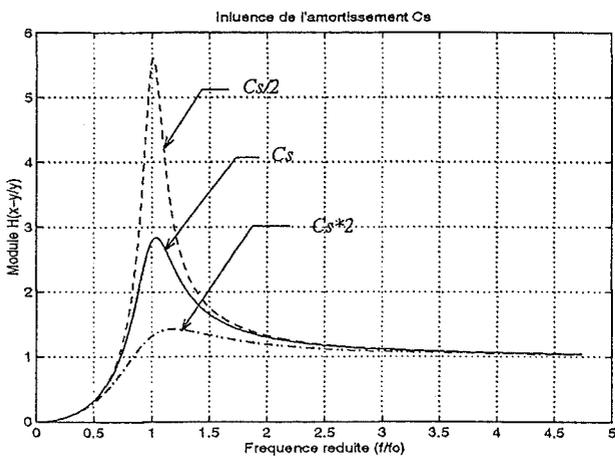


(a) Fonction de transfert $|H_{(\frac{x-y}{Y})}|$

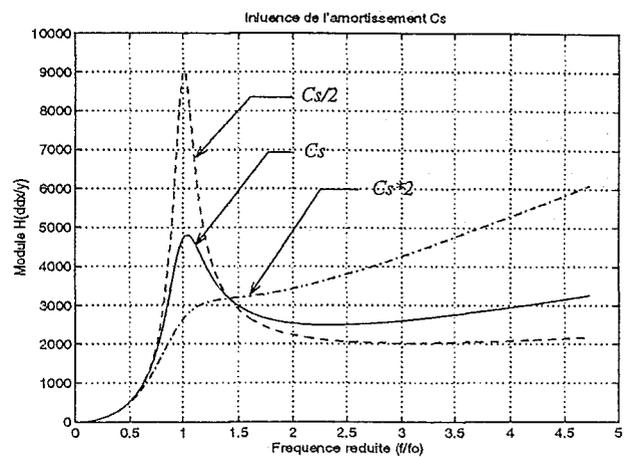


(b) Fonction de transfert $|H_{(\frac{x}{Y})}|$

Fig. 2.3 – Sensibilités en raideur



(a) Fonction de transfert $|H_{(\frac{x-y}{Y})}|$



(b) Fonction de transfert $|H_{(\frac{x}{Y})}|$

Fig. 2.4 – Sensibilités en amortissement

Ainsi, un compromis doit être trouvé entre une forte valeur de C_s , favorable à la fréquence de résonance et une faible valeur, qui favorise l'atténuation au delà de la fréquence de coupure. De même, la raideur doit être déterminée pour limiter le débattement à basse fréquence (forte raideur) et atténuer l'accélération transmise (faible raideur). La figure 2.5 présente une synthèse du choix des paramètres de raideur et d'amortissement, en fonction de la fréquence, qu'il est nécessaire de respecter si l'on veut obtenir la meilleure isolation en fonction de la fréquence.

Sur modèle simplifié, on montre que la conception d'un système passif résulte d'un compromis qui n'est pas toujours facile à trouver. L'idéal serait de disposer d'une suspension

dont la raideur et l'amortissement varient avec la fréquence, afin d'optimiser l'atténuation sur toute la gamme de fréquence.

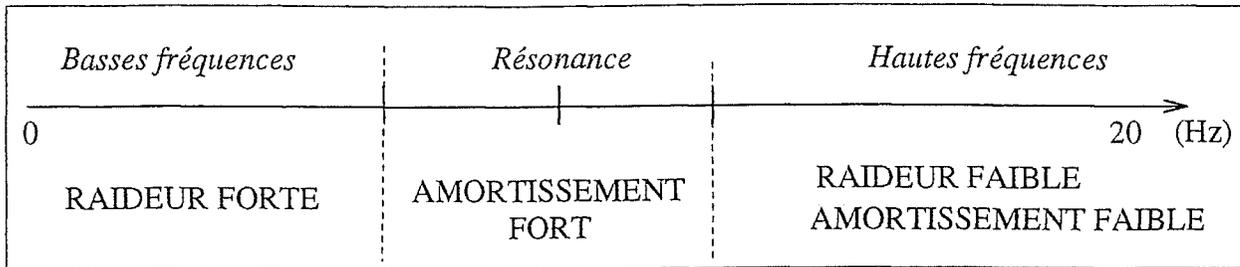


Fig. 2.5 – Paramètres optimaux d'une suspension passive suivant la fréquence

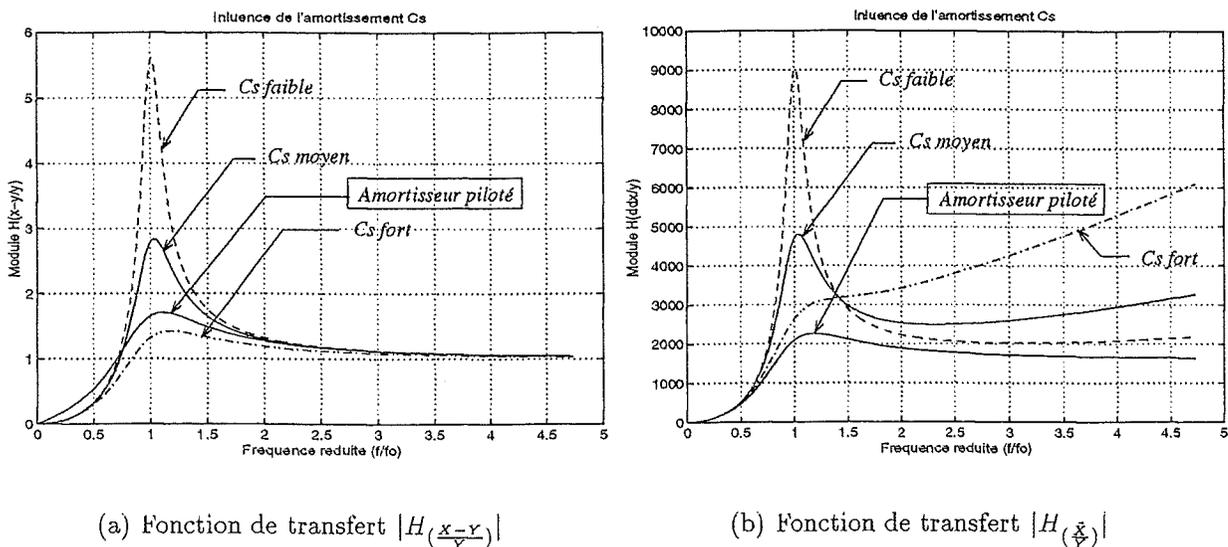


Fig. 2.6 – Fonctions de transfert (amortisseur passif et piloté)

2.3.2 Amortisseur piloté

Les systèmes d'isolation actifs ou semi-actifs permettent d'apporter des solutions au problème du compromis des systèmes passifs. Des études théoriques sur des systèmes simples à 1 degré de liberté ont permis de mettre en évidence les avantages et les performances de ces systèmes ([39],[3], [46],[59]).

La figure 2.6 présente les fonctions de transfert du système d'isolation précédent muni d'un amortisseur à coefficient d'amortissement continuellement variable entre deux configurations extrêmes (« faible » et « fort »). La loi de commande de l'amortisseur piloté est proportionnelle à la vitesse absolue de la masse. L'avantage de l'amortisseur piloté est d'appliquer un effort uniquement à basse fréquence et à la résonance, lorsque la dynamique du système est importante (grandes oscillations). Par contre, au delà de la fréquence de

coupure, le système mécanique atténue naturellement et l'amortisseur dissipe peu d'énergie. Le fonctionnement de l'amortisseur piloté sera étudié plus en détails dans les chapitres 3 et 4.

La figure 2.7 représente le modèle à un degré de liberté d'un amortisseur piloté.

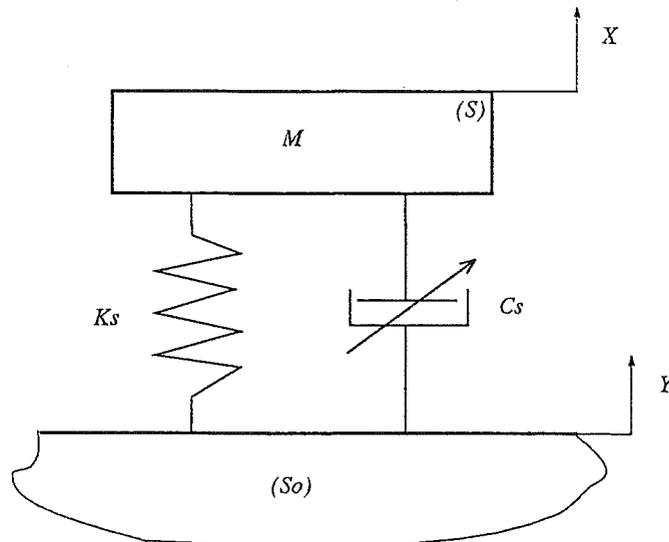


Fig. 2.7 - Isolateur 1 ddl à amortisseur variable

La fonction de transfert du système, muni de l'amortisseur piloté, selon une loi d'amortissement proportionnelle à la vitesse absolue de \$M\$ s'écrit :

$$H_{\left(\frac{X}{Y}\right)}^* = \frac{\omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_0\omega} \quad (2.4)$$

Calcul au plan complexe ?

Les fonctions de transfert sont comparées aux fonctions de transfert du système passif. La figure 2.6 montre que l'utilisation d'un amortisseur piloté permet de contrôler le débattement et limiter l'accélération, aussi bien à la résonance qu'à haute fréquence ([64],[82]).

Toutefois, les réalisations industrielles sont encore peu nombreuses. Le problème majeur est de concevoir des systèmes de commande simples, robustes et efficaces et de disposer d'actionneurs qui puissent fournir les niveaux d'efforts suffisants pour obtenir les performances désirées. Des compétences en mécanique, en automatique et en électronique doivent coopérer pour résoudre les problèmes technologiques de conception de ces systèmes.

De plus, le coût supplémentaire occasionné par le développement d'une suspension active a sûrement limite le nombre d'applications industrielles. Néanmoins, cette technologie est jeune et bouleverse sans doute trop d'idées reçues. Des concepts, pour avoir été acceptés, ont maintenant donnée naissance à des produits de grande diffusion.

2.3.3 Comportement à la résonance et à haute fréquence

Il est intéressant de montrer l'avantage d'un amortisseur variable par rapport à un amortisseur passif avec l'étude des fonctions de transfert pour \$\omega = \omega_0\$ et \$\omega = \infty\$.

*peut être
mpe
sur G
réponse
système ?*

Soit $H_{(\frac{x}{Y})}^*$ et $H_{(\frac{x}{Y})}$ les fonctions de transfert respectives de la suspension pilotée et passives. À la pulsation de résonance, on a :

$$H_{(\omega=\omega_0)} = 1 + \frac{1}{2j\xi} \quad (2.5)$$

$$H_{(\omega=\omega_0)}^* = \frac{1}{2j\xi} \quad (2.6)$$

$$(2.7)$$

Comme c'est à la pulsation de résonance que l'on a le maximum de la fonction de transfert, il est facile de comprendre, avec les deux relations précédentes, que l'amortisseur piloté permet d'obtenir une meilleure isolation. À coefficient d'amortissement équivalent, la fonction de transfert H^* reste inférieure à celle de l'amortisseur passif.

Le comportement asymptotique lorsque $\omega = \infty$ permet de mesurer le taux d'atténuation (ou de filtrage) des deux systèmes. On a :

$$H_{(\omega=\infty)} = 1 + \frac{1}{\omega} \quad (2.8)$$

$$H_{(\omega=\infty)}^* = \frac{1}{\omega^2} \quad (2.9)$$

$$(2.10)$$

Le décroissance de la fonction de transfert H^* de l'amortisseur piloté est en $\frac{1}{\omega^2}$ alors que celle de l'amortisseur passif est en $\frac{1}{\omega}$. Ceci correspond à une atténuation de -40 dB/décade pour H^* et de -20 dB/décade pour H (cf. figure 2.8).

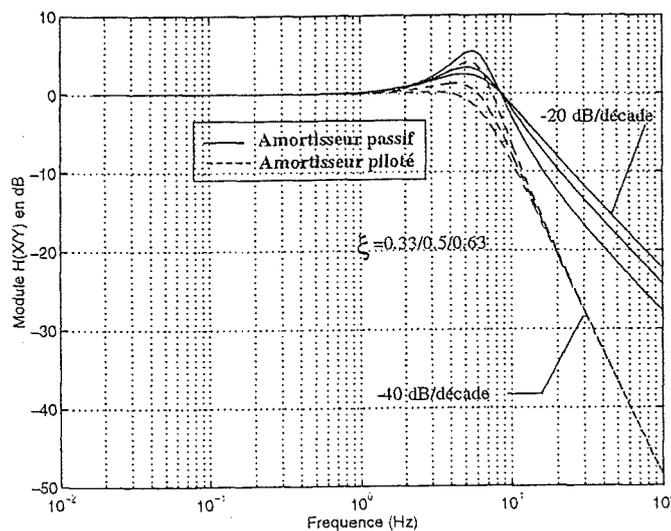


Fig. 2.8 - Fonction de transfert $H_{(\frac{x}{Y})}$ suspension amortisseur passif et piloté

2.4 Cas du siège de véhicule

2.4.1 Introduction

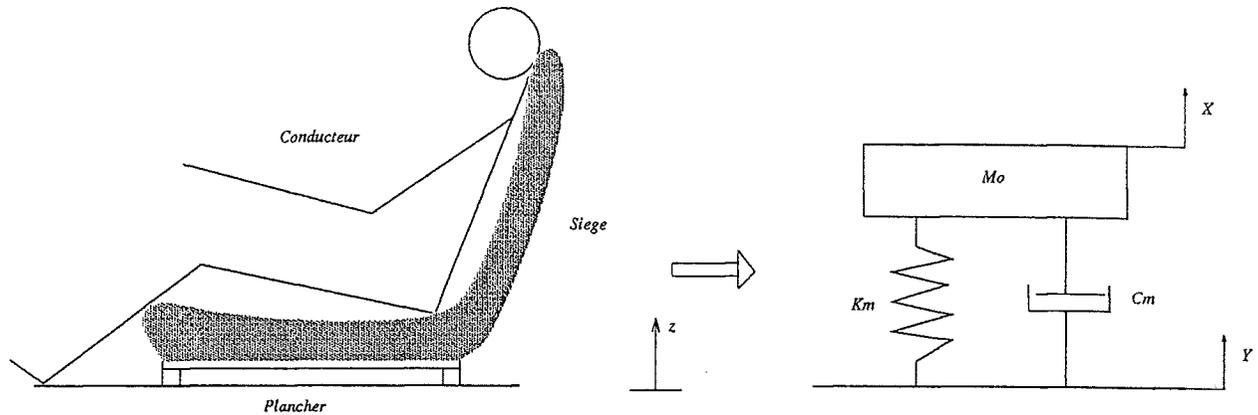


Fig. 2.9 – Modèle du conducteur sur son siège (1 ddl)

Un conducteur assis sur son siège peut être représenté, en première approximation, par un oscillateur à un degré de liberté (cf. figure 2.9). M_o représente la masse du conducteur sur l'assise, K_m et C_m respectivement la raideur équivalente et le coefficient d'amortissement équivalent de la mousse (cf. chapitre 2).

Ce modèle est bien sûr beaucoup plus simple que la réalité puisque la dynamique du corps humain n'est pas prise en compte. Cependant, nous avons vu au chapitre 1 qu'un modèle linéaire de Kelvin-Voigt, utilisé pour représenter le comportement d'une mousse d'assise d'un siège bacquet, peut fournir une représentation satisfaisante de la réponse d'un sujet représenté par une masse inerte M .

Pour des raisons ergonomiques, la mousse constituant l'assise assure la répartition des pressions sur le corps et la stabilité des appuis. Elle doit être assez ferme pour éviter les phénomènes de poinçonnement et de tallonnement sous un poids élevé (voir chapitre 1).

L'étude des mousses de siège a montré que l'amortissement C_m était faible. Ses caractéristiques de raideur et d'amortissement font que la réponse en fréquence mesurée sur le siège d'un véhicule de tourisme présente une forte amplification à la résonance, comme nous l'avons évoqué au chapitre 1.

Nous allons maintenant étudier le rôle d'une suspension de siège à l'aide d'un modèle linéaire à 2 degrés de liberté. Nous avons évoqué, au chapitre 1, les recherches sur les suspensions de sièges (passives et actives). Ces recherches ont montré la faisabilité théorique d'un élément de suspension pour l'amélioration du confort des sièges.

2.4.2 Définition des paramètres de la suspension

Pour bien comprendre ce qu'apporte la suspension sur un siège, un modèle linéaire monodimensionnel est présenté figure 2.10. La suspension de siège est intercalée entre le plancher et l'assise du siège; ce système forme un système appelé « siège suspendu ». L'influence de chaque paramètre sur la réponse est étudiée en calculant les fonctions de transfert du système de la figure 2.10.

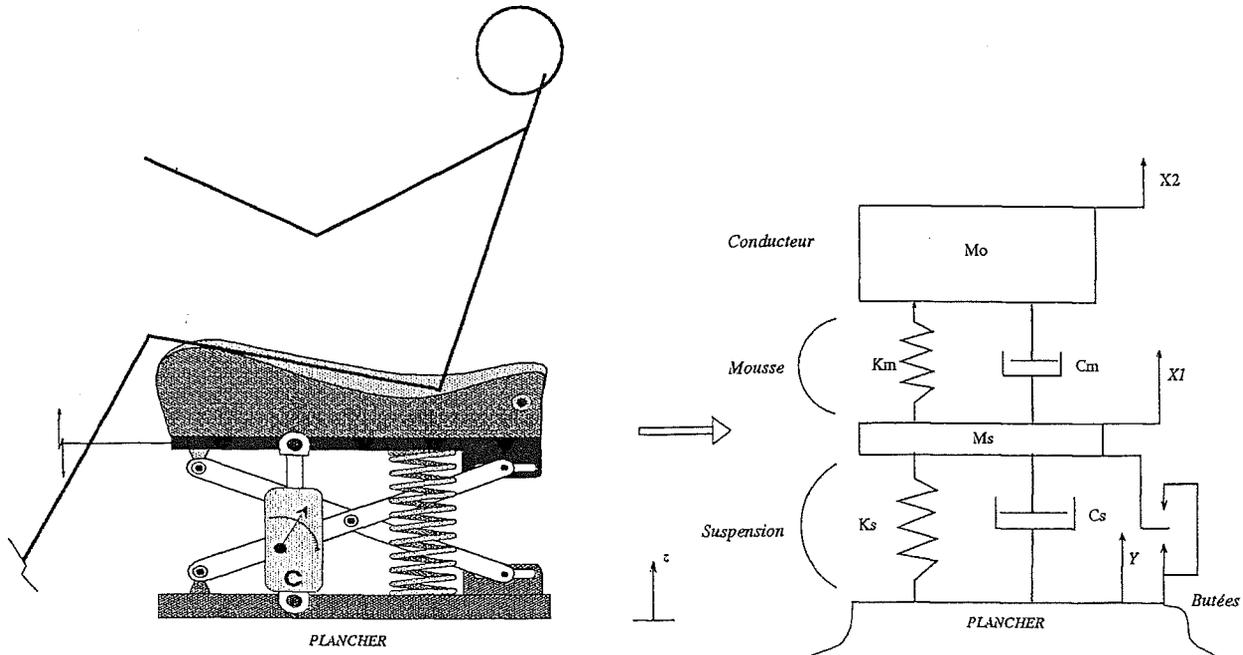


Fig. 2.10 - Modèle du conducteur sur un siège muni d'une suspension (2 ddl)

La suspension est caractérisée par sa raideur K_s , un amortisseur de viscosité C_s et une masse en mouvement M_s .

Le siège est un bacquet, sans nappe, caractérisé par sa raideur K_m et la viscosité C_m , correspondant aux paramètres équivalents de la mousse après chargement. M_o représente la masse du conducteur « vue » par l'assise du siège. Les degrés de liberté du système sont notés :

$$\begin{cases} x_2 & : \text{ position du conducteur} \\ x_1 & : \text{ position de l'embase du siège} \\ y & : \text{ position du plancher (perturbation ou excitation du système)} \end{cases}$$

Nous allons présenter les critères de conception qui nous ont permis de définir les ordres de grandeurs des paramètres de la suspension.

La suspension joue ici le rôle d'un filtre passe-bas dont la fréquence de coupure du filtre est la fréquence propre du 1^{er} mode du système. Si l'on veut atténuer les vibrations dès les très basses fréquences, il est nécessaire de choisir une fréquence de coupure la plus basse possible et donc une raideur de suspension faible. La raideur de la mousse étant

généralement beaucoup plus grande que la raideur de la suspension, La fréquence de coupure est sensiblement égale à la fréquence propre du système constitué de la suspension et du conducteur sans le siège.

La valeur de K_s doit donc être choisie de manière à obtenir la fréquence du premier mode la plus basse possible. La valeur nominale choisie pour mener les calculs donne une fréquence propre de 2 Hz pour le mode de suspension.

La diversité des sujets fait que le chargement n'est pas constant mais peut varier entre une masse de 40 kg à une masse de plus de 100 kg. Cette diversité sera étudié par la suite. Nous avons choisi d'effectuer les calculs avec une masse nominale de 63 kg.

Les valeurs choisies pour K_m et C_m résultent de l'identification des paramètres d'un modèle linéaire de Kelvin Voigt avec la mesure d'une réponse en fréquence (cf. chapitre 1).

Le coefficient d'amortissement de la suspension est déterminé afin d'obtenir un gain d'amplification inférieur à 1.5 en terme de débattement et d'accélération transmise.

M_s correspondant à la masse mobile de la suspension augmentée de la masse de l'armature du siège. Une première estimation de M_s est donnée à 10 kg.

En appliquant l'équation fondamentale de la dynamique, le système d'équations différentielles du mouvement s'écrit :

$$\begin{cases} M_o \ddot{x}_2 &= -K_m(x_2 - x_1) - C_m(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ M_s \ddot{x}_1 &= -K_s(x_1 - y) - C_s(\dot{x}_1 - \dot{y}) - K_m(x_1 - x_2) - C_m(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \end{cases} \quad (2.11)$$

On écrit les équations sous la forme d'un système du 1^{er} ordre dans l'espace d'état tel que :

$$\begin{cases} \dot{X}(t) &= AX(t) + BU(t) \\ Y(t) &= CX(t) + DU(t) \end{cases} \quad (2.12)$$

où $U(t)$ représente la perturbation du système. L'expression des matrices A et B sont :

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-K_m + K_s}{M_s} & \frac{K_m}{M_s} & \frac{-C_m + C_s}{M_s} & \frac{C_m}{M_s} \\ \frac{K_m}{M_o} & \frac{-K_m}{M_o} & \frac{C_m}{M_o} & \frac{-C_m}{M_o} \end{pmatrix} ; \quad B = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_s}{M_s} & \frac{C_s}{M_s} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

C est la matrice du vecteur de sortie et la matrice D est déterminée suivant la nature des fonctions de transfert calculées. La matrice des fonctions de transfert du système $H(j\omega)$ s'exprime en fonction des matrices A, B, C, D :

$$H(j\omega) = C(j\omega I - A)^{-1}B + D \quad (2.13)$$

I est la matrice identité.

À partir de la relation (2.13), les fonctions de transfert $H(\frac{x_2 - y}{y})$, $H(\frac{\ddot{x}_2}{\ddot{y}})$ et $H(\frac{\dot{x}_2}{\dot{y}})$ sont calculées et représentent respectivement la réponse en débattement de la masse M_o sur Y imposé, l'accélération du conducteur sur Y imposé et la transmissibilité. Les calculs sont effectués sur la bande de fréquence [0, 20] Hz.

Les modules des trois fonctions de transfert du système sont représentés figure 2.11. Les courbes obtenues sont comparées à celles du siège sans suspension (modèle de l'oscillateur à 1 degré de liberté).

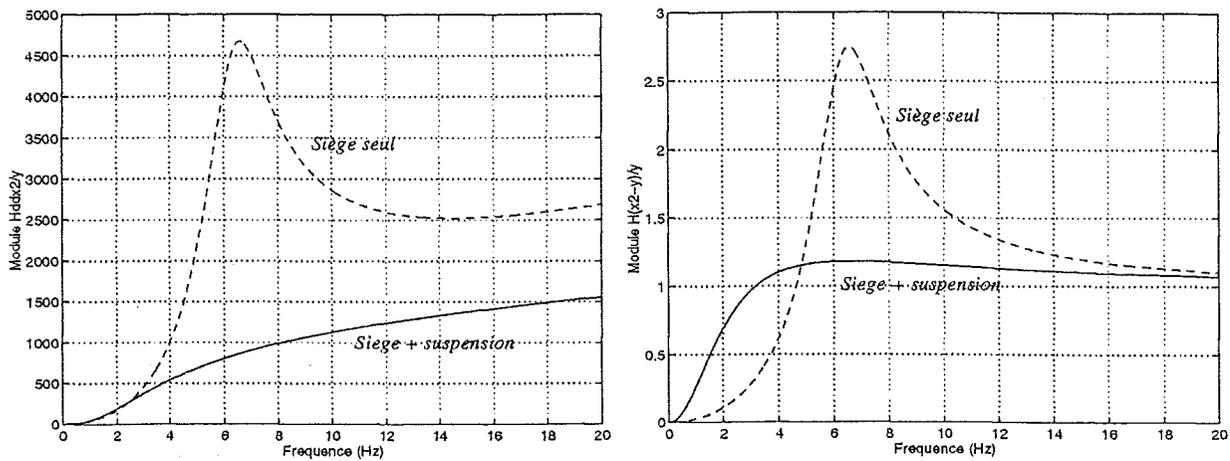
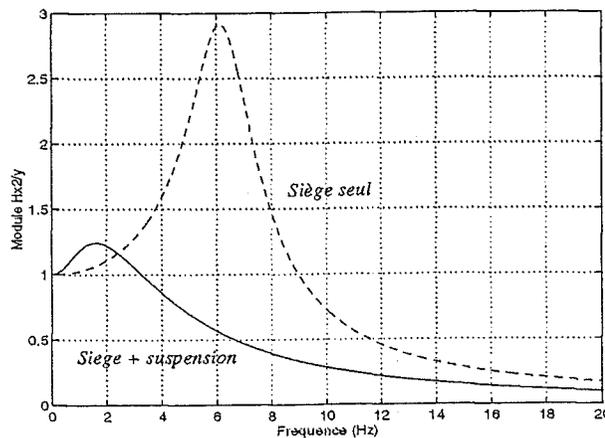
(a) Fonction de transfert $|H(\frac{x_2}{y})|$ (b) Fonction de transfert $|H(\frac{x_2-y}{y})|$ (c) Fonction de transfert $|H(\frac{x_2}{y})|$

Fig. 2.11 - Fonctions de transfert (siège seul et siège avec suspension passive)

Les fonctions de transfert ont été calculé avec les valeurs suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_o = 63 \text{ kg} \\ K_m = 10^5 \text{ N/m} \\ C_m = 930 \text{ Ns/m} \\ M_s = 10 \text{ kg} \\ K_s = 10^4 \text{ N/m} \\ C_s = 1600 \text{ Ns/m} \end{array} \right.$$

L'accélération transmise au conducteur est fortement atténuée à partir de 3 Hz, c'est à dire au delà de la fréquence de coupure de la suspension. L'atténuation obtenue à la fréquence de résonance du siège sans suspension est environ égale à 13 dB.

Le débattement du conducteur est lui aussi très amortie autour de la fréquence de résonance du siège (environ 7 dB d'atténuation). Cependant, on remarque une amplification à basse fréquence entre 0 et 4 Hz.

Le calcul de la transmissibilité permet de déterminer les zones où le système amplifie ou atténue la perturbation. Une valeur supérieure à 1 signifie que le système est amplificateur. D'après la figure 11(c), le siège sans suspension présente une zone amplificatrice contenue dans la bande de fréquence [0 – 9] Hz. Le gain d'amplification à la résonance est proche de 3. Par contre, le siège avec la suspension présente une bien meilleure isolation : la zone amplificatrice est réduite à l'intervalle [0 – 3] Hz et le gain d'amplification est inférieur à 1.5.

L'analyse de la sensibilité des paramètres K_s et C_s réalisée sur l'isolateur à 1 degré de liberté est reconduite sur le nouveau système de la figure 2.10. L'objectif est d'obtenir la meilleure atténuation des fonctions de transfert $H_{(\frac{x_2-y}{y})}$ et $H_{(\frac{\ddot{x}_2}{\ddot{y}})}$ sur la gamme de fréquence considérée. Nous savons maintenant qu'un compromis doit être trouvé pour le choix de K_s et C_s afin de limiter les débattement du conducteur à basse fréquence et obtenir la meilleure atténuation possible de l'accélération transmise. Le choix des paramètres de la suspension va être discuté dans ce qui suit.

2.4.2.1 Choix de la raideur de la suspension

Le choix de la raideur dépend de deux critères.

Le premier critère est lié au limite physique de l'amplitude du déplacement de la suspension et à la déflexion statique variable suivant le chargement du système.

Le second est un critère dynamique, lié à l'atténuation du débattement et de l'accélération du conducteur.

Le critère dynamique à été étudié précédemment sur un oscillateur à 1 degré de liberté. Les conclusions de cette analyse sont aussi valables pour la suspension du siège. En effet, d'après les figures 11(b) et 11(c), la dynamique du système est basse fréquence et est principalement régie par les paramètres K_s et C_s de la suspension. La raideur de la suspension étant dix fois plus faible que celle de la mousse, les modes du systèmes sont fortement découplés.

La d'efflexion statique correspond à la distance verticale parcourue par le conducteur lorsqu'il s'assied dans son siège. Elle varie suivant la valeur de M_o . La déflexion statique de la suspension est donnée par :

$$x_1(\text{stat}) = x_1(\text{stat})_{(\text{initial})} - \frac{M_o \cdot g}{K_s} \quad (2.14)$$

K_m étant 10 fois plus grand que K_s , la raideur équivalente du système [siège+suspension] est voisine de K_s et $x_1(\text{stat}) \simeq x_2(\text{stat})$. En prenant pour K_s la valeur définie précédemment,

la déflexion statique varie de 44 mm à 113 mm pour une valeur de M_o égale à 45 kg et 115 kg respectivement ; la différence de déflexion entre un individu « léger » et « lourd » est égale à 70 mm. Par contre, si la raideur K_s diminue et prend une valeur de $0.6 \cdot 10^4$ N/m, la différence de déflexion entre un individu « léger » et « lourd » est égale à 120 mm. Si l'on considère que la suspension présente une course de 50 mm, la suspension sera en butée avec le conducteur « lourd ». Ceci pose donc plusieurs problèmes.

Généralement, on désire que la position du conducteur soit toujours comprise dans une certaine plage, quelque soit sa taille et sa masse. La précision de la mesure des points H est normalisée. La tolérance est de ± 10 mm. Certains constructeurs exigent souvent ± 3 mm.

La suspension doit fonctionner dans une plage de débattement limitée par construction, c'est à dire que les débattements sont autorisés entre deux butées de fin de course. La position du système, au repos, doit être suffisamment écartée des butées de fin de course afin éviter tout talonnement au cours du fonctionnement dynamique. De plus, l'espace disponible dans l'habitacle, selon l'axe vertical, est aussi limité. Il y a donc plusieurs contraintes à respecter.

Le choix de K_s doit intégrer ces contraintes. En effet, si l'on veut une raideur faible pour obtenir de bonnes propriétés d'isolation de la suspension, il faut compenser la déflexion statique, qui est d'autant plus importante que le passager est lourd.

Pour résoudre ce problème, deux solutions peuvent être envisagées :

1. Changer la valeur de K_s en fonction de M_o ;
2. Garder la même valeur de K_s , quelque soit la masse de M_o mais ajuster la position d'équilibre de $x_1(\text{stat})$ en modifiant la valeur de l'effort statique initial du ressort.

La première solution est complexe et difficile à réaliser. Nous verrons au chapitre 5 comment cela peut être réalisé en modifiant les paramètres géométriques du mécanisme de raideur. Il est aussi possible de choisir un ressort non-linéaire qui se durcit lorsque la déflexion augmente. On peut obtenir cet effet avec un ressort constitué de spires à pas non constant.

La deuxième nécessite un dispositif qui permette de changer le tarage du ressort en fonction du chargement (cf. figure 2.12). On garde alors la même raideur. Cette solution est intéressante puisqu'elle permet de choisir une faible valeur de K_s . On notera que certains sièges de véhicules industriels sont déjà équipés de ce dispositif ; c'est le cas par exemple des sièges de poids-lourds munis de dispositifs électropneumatiques ([96]).

Il est aussi possible de réaliser les deux, c'est à dire avoir une raideur variable suivant le chargement tout en découplant le réglage statique de la position du siège selon l'axe vertical.

2.4.2.2 Choix du coefficient d'amortissement de la suspension

Comme dans le cas de l'oscillateur à 1 degré de liberté, une seule valeur de C_s ne peut résoudre à la fois le problème de l'atténuation des amplitudes du débattement à la résonance

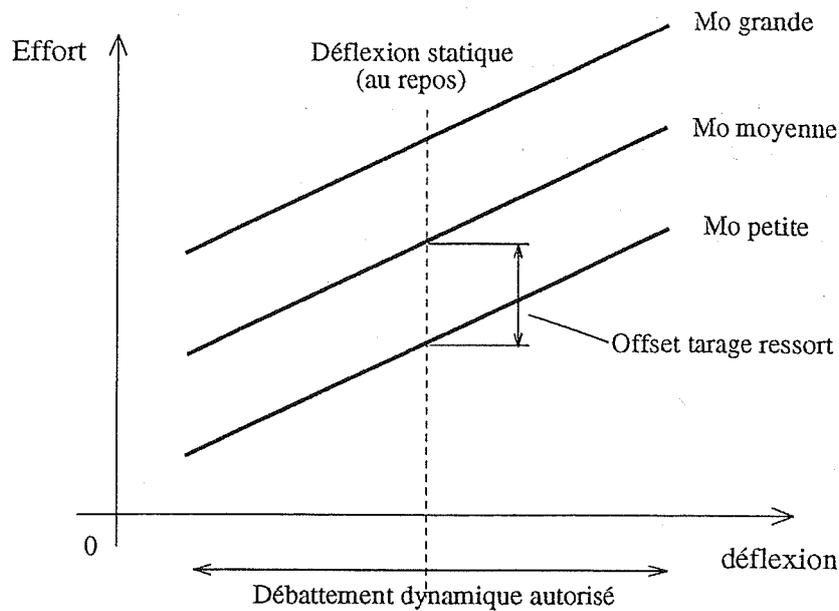


Fig. 2.12 – Rôle du tarage initial de la raideur : position statique constante sous chargement variable

(C_s fort) et l'atténuation de l'accélération transmise au conducteur au delà de la fréquence de coupure (C_s faible). D'après ce qui a été vu précédemment, cette remarque s'applique aussi à l'oscillateur à 2 degrés de liberté du siège suspendu.

Cependant, un amortisseur optimal peut être calculé au sens de la minimisation d'un critère quadratique : on parle alors d'une suspension passive optimale, qui résulte elle aussi d'un compromis. On cherche à réduire l'accélération (\ddot{x}_2) et le débattement du conducteur ($x_2 - y$) dans la gamme de fréquence $[0 - 20]$ Hz. Le critère fréquentiel quadratique qui minimise $|H_{(\frac{\ddot{x}_2}{Y})}|$ s'écrit :

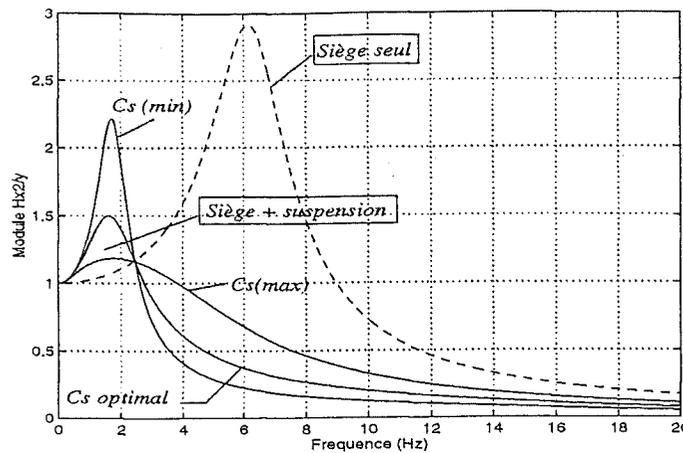
$$J_{(C_s)} = \min \left\{ \sum_{f_{min}}^{f_{max}} \|H_{(\frac{\ddot{x}_2}{Y})}(j\omega)\| \right\} \quad (2.15)$$

On note que $H_{(\frac{\ddot{x}_2}{Y})} = H_{(\frac{x_2}{Y})}$.

Le résultat du calcul de la minimisation de J dépend du choix de la bande de fréquence. Comme la dynamique du système est basse fréquence et que $H_{(\frac{x_2}{Y})}$ est très atténuée après 10 Hz, J est minimisé sur l'intervalle de fréquence $[0 - 10]$ Hz. La méthode d'optimisation du Simplex est utilisée. La valeur de C_s qui résulte du calcul de minimisation est égale à 950 Ns/m. Les autres paramètres du système sont inchangés.

La figure 2.13 représente le module de la fonction de transfert $H_{(\frac{x_2}{Y})}$ calculé avec la valeur optimale de C_s . On a superposé les courbes de $|H_{(\frac{x_2}{Y})}|$ pour deux valeurs de C_s qui encadrent la valeur optimale.

Le problème aux valeurs propres du système non conservatif est résolu avec la valeur optimale de C_s . Le tableau 2.1 donne à titre indicatif les valeurs des fréquences propres et des taux d'amortissement du système.

Fig. 2.13 - Fonction de transfert $|H(\frac{x_2}{Y})|$

	Fréquence propre F_o (en Hz)	Taux d'amortissement ξ
1 ^{er} mode	1.86	0.52
2 ^e mode	17.1	0.89

Tab. 2.1 - Suspension passive (C_s optimal)

2.4.2.3 Effet de la variation de la masse du conducteur

Dans le chapitre 1, les effets de la posture, des caractéristiques de la mousse d'assise et de la masse du conducteur, sur la sensibilité des mesures des réponses en fréquence ont été discutés ([79], [124]). D'après cette étude, la dynamique du siège évolue en fonction du poids d'un passager. Plusieurs études expérimentales ont montré que les individus « légers » étaient plus sévèrement exposés aux accélérations que les individus « lourds », car mieux filtrés ([18],[15]). Les sujets sont donc sensibles à la fréquence de coupure et au taux d'atténuation de la fonction de transfert du siège. En effet, la fréquence de coupure F_c est proportionnelle à la fréquence propre du système telle que :

$$F_c = \sqrt{2} \left(2\pi \sqrt{\frac{K}{M}} \right) \quad (2.16)$$

Si M augmente, F_c diminue et l'atténuation au delà de F_c est plus importante. Bien que l'amplification à la résonance soit plus importante lorsque M est élevée (ξ diminue), les sujets sont plus sensibles au filtrage à haute fréquence.

Ces résultats expérimentaux ont été confirmés à l'aide du calcul de $|H(\frac{x_2}{Y})|$ et $|H(\frac{x_2-Y}{Y})|$ pour trois valeurs de M_o : 40 kg, 63 kg et 100 kg. La figure 2.14 représentent les modules des fonctions de transfert.

Comme le taux d'amortissement ξ est inversement proportionnel à la masse du système, il est plus faible dans le cas où M_o est élevée ($\xi = \frac{C}{2\sqrt{KM}}$). Au delà de la résonance, la transmissibilité obtenue avec M_o élevée est meilleure. Par contre, si l'on étudie la fonction

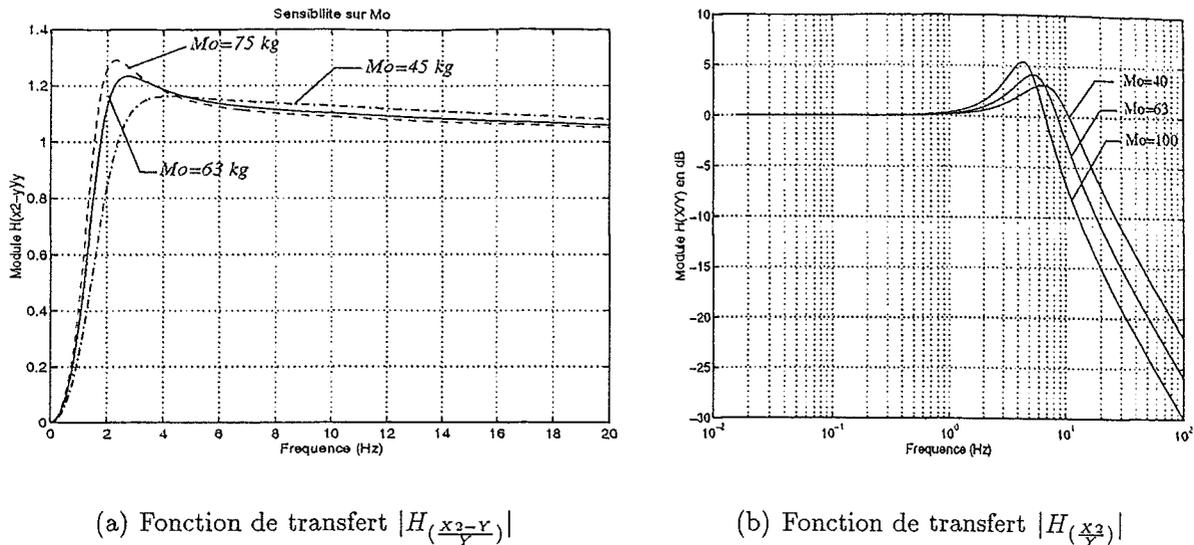


Fig. 2.14 – Influence du chargement sur les fonctions de transfert (siège avec suspension passive)

de transfert en débattement (figure 14(a)), on remarque que l'amplitude des oscillations du conducteur « lourd », à la résonance, sont légèrement plus importantes que celles du conducteur « léger ». Mais les oscillations de débattement ne sont pas un facteur très sensible au confort. Il vaut mieux obtenir un bon filtrage de l'accélération au détriment d'un plus grand débattement à la résonance.

Le calcul des fonctions de transfert $H(\frac{x_2-y}{Y})$ et $H(\frac{x_2}{Y})$ pour différentes valeurs de M_o , permet de conclure que :

- si $M_o \gg M_o$ nominale alors C_s doit être supérieur à sa valeur nominale ;
- si $M_o \ll M_o$ nominale alors C_s doit être inférieur à sa valeur nominale.

Si un dispositif est capable de mesurer la masse de l'individu qui s'assied sur le siège et d'ajuster la valeur de C_s , l'atténuation de l'accélération et du débattement pourra être optimisée en fonction de la masse du conducteur. Le confort du siège peut être alors adapté à n'importe quel individu.

2.5 Conclusions

L'état de l'art sur les systèmes d'isolations vibratoires nous a conduit à envisager une suspension comme élément d'isolation du siège. On distingue deux grandes classes de systèmes : les suspensions *passives* constituées d'amortisseur conventionnels et les suspensions *actives* qui nécessite un actionneur et une boucle de commande. L'analyse théorique a montré que les suspensions actives permettaient d'accroître considérablement les performances d'isolation par rapport aux suspensions passives.

la amortissement variable

Nous avons montré, à l'aide d'un modèle linéaire à deux degrés de liberté, que l'adjonction d'une suspension dans un siège permettait d'améliorer nettement l'isolation du passager.

Un modèle linéaire de Kelvin-Voigt est utilisé pour décrire le comportement de la mousse de siège. Les paramètres du modèle sont identifiés à l'aide d'un essai avec conformateur. Seul le mouvement vertical du siège est considéré.

Une étude paramétrique a permis d'étudier l'influence des paramètres de la suspension (raideur et amortissement) sur la transmissibilité des vibrations au conducteur. Une étude de sensibilité a montré comment devait évoluer les paramètres en fonction de la fréquence pour obtenir la meilleure isolation possible. La meilleure isolation est obtenue avec une fréquence propre de suspension très basse (inférieure à 2 Hz) et un taux d'amortissement variable suivant la fréquence : celui-ci doit être élevé autour de la résonance pour éviter les fortes amplifications, et faible à plus haute fréquence pour augmenter le filtrage.

La fréquence de résonance basse du mode de suspension impose une faible raideur mais entraîne une déflexion statique du siège importante. Nous verrons que ce problème peut être résolu, jusqu'à une certaine valeur de la raideur, à l'aide d'un dispositif statique de pré-tension qui permet de décaler le système dans une même position nominale, constante quel que soit la variation du chargement. Ce dispositif permet de supprimer les mises en butées.

Faire varier l'amortissement en fonction de la fréquence des vibrations n'est pas possible à l'aide d'amortisseurs passifs. Il faut donc trouver un compromis entre une valeur importante pour limiter les débattements à la résonance, et une faible valeur pour obtenir une bonne isolation.

Les simulations obtenues avec un amortisseur piloté selon une loi d'amortissement semi-active, basée sur un effort proportionnel à la vitesse absolue du siège (*amortisseur skyhook*), ont permis de montrer l'amélioration de l'isolation du conducteur comparativement à un amortisseur passif conventionnel. Cette étude a permis de conclure sur l'intérêt d'une suspension active de siège pour améliorer le confort dynamique.

Vu seulement
par 76-77

*tout le chapitre
venant à
un certain
de vous*

Chapitre 3

Rappels sur la théorie du contrôle actif des structures

Dans ce chapitre, nous allons rappeler les différents éléments indispensables pour concevoir un système de commande. Nous entendons par système de commande un système composé d'un organe actif (ou actionneur), dont le comportement est parfaitement maîtrisé, et d'une structure de commande (appelée correcteur, régulateur ou encore contrôleur) qui permet d'atteindre les performances spécifiées.

Il existe de nombreux ouvrages de références qui traitent de la modélisation, de l'identification et de la commande des systèmes. Parmi ceux-ci, citons les trois très bons ouvrages de M. Dieulesaint ([30]), M. Meirovitch ([76]) et M. Larminat ([28]).

Les théories de l'automatique sont à l'origine du contrôle actif des structures en mécanique. C'est vers le début des années soixante que les ingénieurs se sont intéressés aux méthodes de l'automatique pour modéliser et contrôler le comportement dynamique des structures. Une revue complète des travaux traitant de la modélisation, de la conception et des applications du contrôle des structures mécaniques se trouve dans l'ouvrage de M. Meirovitch ([77]).

En automatique, les processus que l'on cherche à contrôler sont généralement « lents » et possèdent peu de degrés de libertés. De plus, la grandeur que l'on désire maîtriser est le plus souvent mesurable.

Par contre, dans beaucoup de systèmes mécaniques, le nombre de degrés de liberté est souvent très important et la dynamique du système s'étend sur une large gamme de fréquence. La modélisation devient donc une difficulté majeure et il est nécessaire de trouver des méthodes pour discrétiser les structures. Les méthodes basées sur les éléments finis sont peu adaptées car la taille des modèles est souvent trop importante pour être facilement exploitable.

La qualité du modèle du processus est donc un élément clé, qui conditionne les performances et le temps passé pour la mise au point. Cette phase de modélisation est d'autant plus importante que les propriétés de stabilité et de robustesse de la commande seront

étudiées à partir du modèle (cf. annexe B pour la définition de ces notions).

Les travaux de recherche dans le domaine du contrôle actif des structures sont très nombreux, tant du point de vue théorique que des applications. Citons les travaux du LTDS de l'ECL dans ce domaine, qui couvrent à la fois des sujets théoriques ([86],[101]) et plus récemment des réalisations expérimentales ([120],[24]).

Bien que les publications théoriques soient encore nombreuses aujourd'hui, il semble que les véritables enjeux futurs se situent dans la conception de systèmes de commande, s'appuyant sur les théories du contrôle optimale et du contrôle adaptatif ([54],[78],[89]).

Les difficultés à résoudre sont d'ordre technologique : concevoir des systèmes de commandes robustes et adaptés à chaque problème.

Il existe de nombreux travaux qui traitent des applications des théories de la commande optimale sur des systèmes mécaniques réels. Une grande partie des applications se situent dans le domaine du transport et notamment dans la mise au point de suspensions actives pour l'isolation vibratoire de véhicules ([97],[109],[106],[21], [59]).

Nous présentons, dans la première partie de ce chapitre, la démarche classique de l'automaticien face à un problème de commande d'un processus.

Puis nous exposerons les différentes méthodes de modélisation des systèmes, en dégageant leurs domaines de validité et leurs intérêts.

La troisième partie sera consacrée à l'étude des commandes par retour d'état, et plus particulièrement la commande optimale linéaire. Cette commande fait partie des méthodes de contrôle dites « modernes », basée sur une représentation temporelle du comportement dynamique des systèmes. Nous dégagerons les avantages et inconvénients de cette approche.

Enfin, nous présenterons brièvement les autres méthodes de contrôle, qui sont parfois issues d'approches classiques ou proches de la commande optimale.

3.1 Introduction à la commande des systèmes

3.1.1 Notion de système

Dans tout ce chapitre, on considère des systèmes décrits à l'aide de variables continues.

Premièrement, définissons la notion de système (ou processus). C'est un ensemble de relations causales entre des grandeurs d'entrées (consigne, bruit, perturbation) qui sont les causes, et des grandeurs de sorties (position, vitesse, couple...) qui représentent les effets.

Il existe différentes manières de représenter un système. Le schéma-bloc, ou schéma fonctionnel, est couramment utilisé. Il s'obtient en décomposant le système physique (les équations différentielles qui régissent le système) en ses parties élémentaires. Le schéma-bloc nécessite une représentation du système en variable de Laplace. Pour cela, il est nécessaire d'appliquer la transformée de Laplace aux équations différentielles du mouvement. Cette

représentation présente l'avantage de pouvoir étudier le régime transitoire et le régime permanent de la réponse.

Le schéma-bloc d'un système est représenté figure 3.1. Il est constitué d'une cascade de sous-systèmes qui forment une boucle ouverte (BO), encore appelée chaîne directe. Une boucle ouverte se compose de :

- Un actionneur ;
- Un processus (ou système à contrôler) ;
- Des capteurs.

Les capteurs et les actionneurs possèdent leur propre dynamique qui doit être prise en compte dans la modélisation du système. On entend par processus G , le système à contrôler et les actionneurs. $u(t)$ et $y(t)$ représentent respectivement le signal de commande et la mesure d'une sortie du système. $p(t)$ représente une perturbation sur le processus (effet externe indésirable).

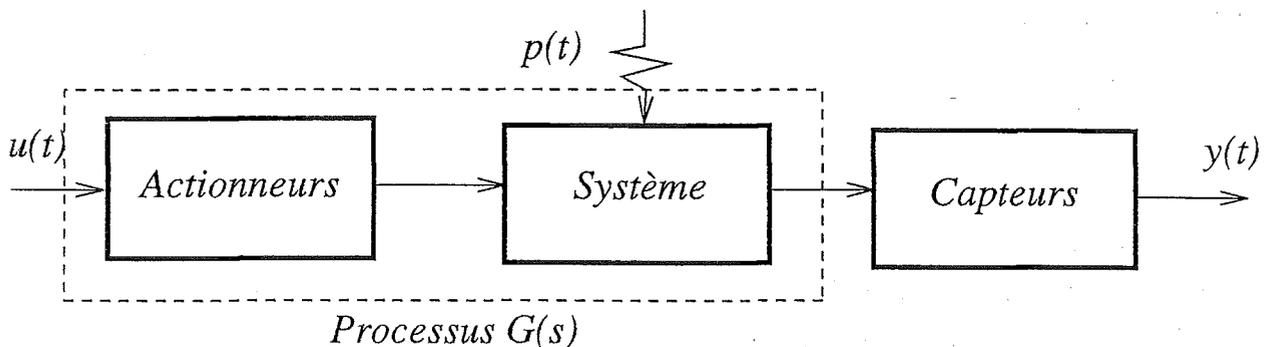


Fig. 3.1 – Système en boucle ouverte

L'objectif principal de l'automaticien est l'étude et la conception des lois de commande. Nous verrons plus loin les différentes stratégies possibles pour élaborer un signal de commande. Le signal peut être élaboré par un système de commande analogique ou numérique.

Un système de commande est aussi un système causal qui peut être représenté par un schéma-bloc (figure 3.2). Les signaux d'entrées d'un bloc de commande sont le signal de consigne (ou référence) $r(t)$ et les mesures $y(t)$. Le système global est constitué du processus à contrôler et du système de commande. L'ensemble, représenté figure 3.2, constitue un système en boucle fermée (BF). La BF est aussi appelée contre-réaction, chaîne de retour ou « feedback » en anglais. Nous verrons par la suite l'importance de la boucle fermée.

3.1.2 Objectifs de la commande des systèmes

Les objectifs de la commande des systèmes sont divers :

- maintenir ou obtenir la stabilité ;

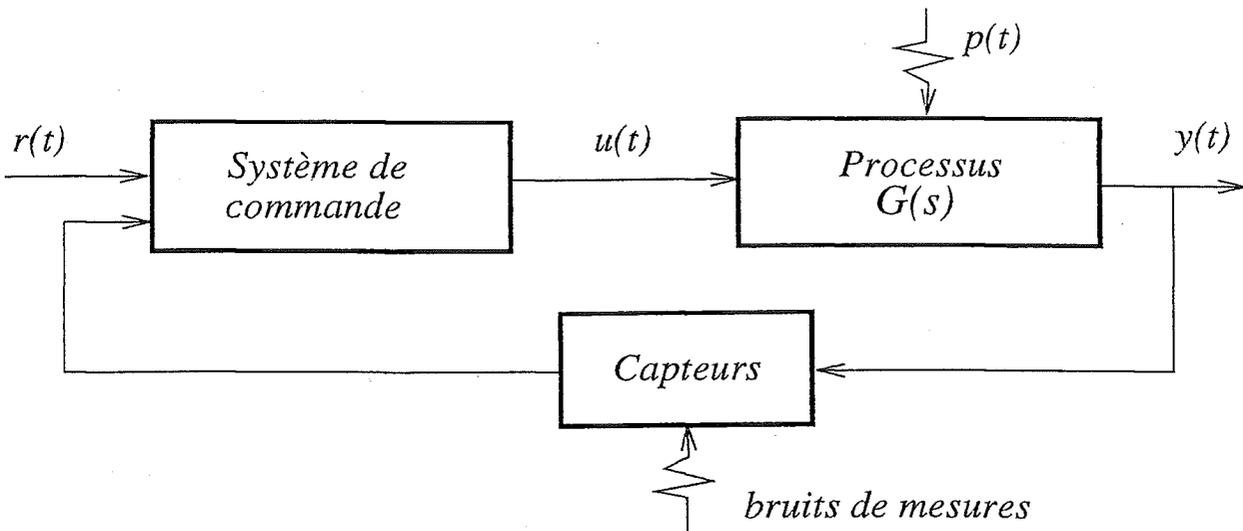


Fig. 3.2 – Système en boucle fermée

- poursuivre rapidement une consigne variable au cours du temps, en suivant l'évolution d'une grandeur de sortie, d'un système naturellement lent (mode *asservissement*) ;
- rejeter (ou compenser) l'effet de perturbations variables sur la sortie (mode *régulation*).

Nous verrons que, suivant l'application, on cherchera à atteindre un ou plusieurs de ces objectifs. Pour M. Doyle ([32]), les différentes étapes de la conception d'un système de contrôle sont :

1. Étudier le système à contrôler, choisir les types de capteurs et d'actionneurs et définir leur emplacement ;
2. Modéliser le processus ;
3. Simplifier le modèle pour réduire les calculs (cette phase peut inclure la linéarisation de certains sous-système) ;
4. Analyser le modèle en BO pour déterminer ses propriétés ;
5. Spécifier les objectifs à atteindre ;
6. Choisir une loi de commande ;
7. Modéliser le système de commande pour atteindre les spécifications ;
8. Simuler le système contrôlé ;
9. Concevoir le système de commande en utilisant une technologie adaptée au problème ;
10. Régler la commande sur le système réel.

Le 1^{er} et 2^e point sont très importants car ils vont permettre d'étudier la contrôlabilité et l'observabilité du système (cf. annexe A). Les points 5 à 8 sont les étapes qui constituent

la *synthèse* de la commande. La définition de la synthèse d'une commande est :

Soit un modèle du système à contrôler. Soient la consigne et les perturbations connues. Soient la(les) limite(s) supérieure(s) de(s) sortie(s) $y(t)$ à réguler (ou asservir). La synthèse est l'étape qui consiste à concevoir et à implémenter une commande pour obtenir les performances spécifiées.

La difficulté principale de l'automaticien est donc de résoudre le problème de synthèse.

L'idée du contrôle actif est d'exercer des forces sur une structure, à partir de la mesure de son état, afin d'obtenir certaines performances désirées. Ces performances peuvent être définies selon des critères temporelles ou fréquentiels. Par exemple, on pourra définir le temps maximum pour atteindre la valeur d'une consigne de position avec une erreur nulle, la valeur maximale du taux de dépassement de la réponse ou encore l'amplitude maximale à ne pas dépasser pour une sortie...

Les efforts sont appliqués sur le système en fonction de certains états, c'est à dire en fonction de certaines grandeurs mesurées ou estimées. Généralement, le système ne peut opérer qu'en BF à partir du seul signal de consigne. La BF permet permet alors de :

- ↪ Stabiliser un système instable en BO (un navire par exemple) ;
- ↪ Améliorer les performances du système en compensant des perturbations externes (vent, houle, courant...) ou internes (sur le modèle, sur la mesure d'une grandeur ou sur la proportionnalité entre l'entrée et la sortie d'un actionneur).

Pour résumer, *un système de commande en BF, stable, a pour fonction de transmettre des ordres et de vérifier leur exécution.* Le système en BF doit remplir un certain nombre de critères :

- tenir compte du type de consigne et de perturbation dans la conception de la commande. Connaître le spectre fréquentiel des perturbations ;
- éviter de transmettre les bruits de mesures aux signaux de commande des actionneurs ;
- obtenir des réponses rapides sans saturer les actionneurs ;
- concevoir des systèmes de commande simples à mettre en œuvre ;
- tenir compte des incertitudes du modèle du processus et des caractéristiques des perturbations.

Une grande partie de ces problèmes peuvent être résolus avec des commandes classiques en BF. Le schéma de la figure 3.3 est une illustration de la commande d'un système monovariante, c'est à dire comportant une seule entrée $r(t)$ et une seule sortie (la grandeur à contrôler $y(t)$). Ce schéma est couramment appelé SISO (Single Input Single Output). La commande $u(t)$ est élaborée à partir de la mesure de l'écart $e(t)$, telle que :

$$e(t) = r(t) - y(t) \tag{3.1}$$

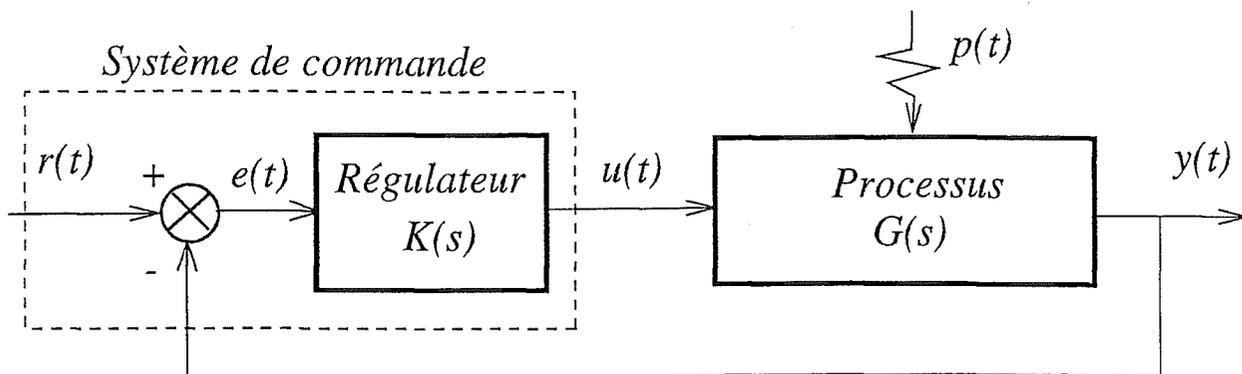


Fig. 3.3 – Schéma-bloc d'un système de commande monovariante (SISO)

$r(t)$ définissant la consigne ou la référence à atteindre.

Le rôle du contrôleur (ou régulateur) est alors d'apporter la précision, la rapidité et la sensibilité à la commande, pour toute entrée $e(t)$ utile ou parasite (perturbation). Les performances de la boucle sont incomparables par rapport à celles que l'on obtiendraient avec un opérateur à qui on demanderait de faire le même travail. La BF permet aussi d'augmenter la sûreté de fonctionnement des systèmes (un dispositif automatique ne s'endort pas!).

Le signal $p(t)$ représente simplement l'effet de la perturbation sur la sortie et/ou sur l'entrée du processus. La « chaîne de perturbation » doit faire l'objet d'une étude particulière. Si le système est linéaire, la réponse du processus à $p(t)$ peut être calculée indépendamment de celle de $r(t)$.

Le correcteur et le processus sont représentés par des blocs indépendants dont leurs fonctions de transfert respectives sont $K(s)$ et $G(s)$ telles que :

$$U(s) = K(s)E(s) \quad (3.2)$$

$$Y(s) = G(s)U(s) \quad (3.3)$$

avec

$$E(s) = \mathcal{L}[e(t)] \quad (3.4)$$

$$U(s) = \mathcal{L}[u(t)] \quad (3.5)$$

$$Y(s) = \mathcal{L}[y(t)] \quad (3.6)$$

\mathcal{L} représente l'opérateur de la transformée de Laplace. La fonction de transfert en BO s'écrit, en supposant les conditions initiales nulles :

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = K(s)G(s) \quad (3.7)$$

La fonction de transfert en BF est :

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)K(s)} \quad (3.8)$$

et $R(s) = \mathcal{L}[r(t)]$.

3.1.3 Le problème général de la commande

La forme « standard » d'un problème de commande peut être représenté par le schéma de la figure 3.4. Il comprend :

$u(t)$: le signal de commande issu du régulateur ;

$y(t)$: le vecteur des observations. Il regroupe tous les signaux d'entrées du régulateur : mesures des grandeurs à contrôler, mesures des grandeurs annexes, mesures des perturbations et signal de consigne ;

$z(t)$: le signal d'écart, c'est à dire la différence entre la consigne et les grandeurs à contrôler ;

$w(t)$: les entrées dites « exogènes », comprenant la consigne, les perturbations et les bruits intervenants sur le système.

Cette représentation permet de traduire mathématiquement le problème de la commande d'un système. Le but est de rechercher un contrôleur $K(s)$ qui minimise la fonction de transfert $H(s)$ au sens d'une norme à définir. $H(s)$ est alors la fonction de transfert en BF, qui s'exprime dans le cas général :

$$H(s) = \frac{Z(s)}{W(s)} \quad (3.9)$$

avec $Z(s)$ et $W(s)$ les transformées de Laplace respectives de $z(t)$ et $w(t)$.

La modélisation du processus doit être réalisée avec une méthode adaptée au type de commande et à la taille du modèle. De plus, la forme mathématique du modèle conditionne la méthode d'identification. Nous allons voir maintenant les différentes approches de la modélisation.

3.2 Modélisation des systèmes

Pour étudier le comportement dynamique du système contrôlé, il est indispensable d'élaborer un modèle mathématique de ce système. L'élaboration d'un modèle de connaissance permet :

- conception de la loi de commande ;
- mise au point de la loi de commande (réglages) ;
- étude de la stabilité ;
- étude des incertitudes du modèle ;
- étude du comportement en mode dégradé (par exemple, influence d'une panne d'un capteur).

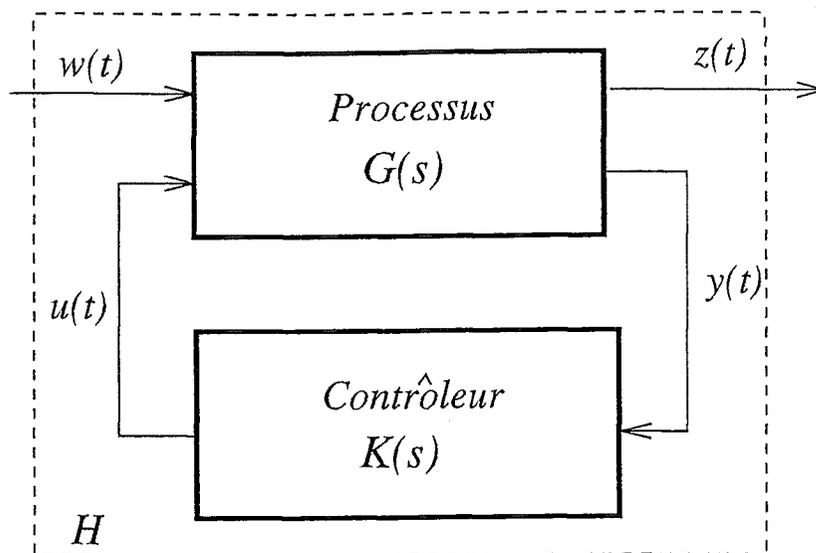


Fig. 3.4 – Le problème générale de la commande d'un système en automatique

On distingue deux grandes classes de modèles qui ont pour objectif de décrire le système avec plus ou moins de détails. Ce sont :

- Les modèles dits de « connaissance » ou paramétriques. Ils sont élaborés à partir des lois de la physique. Ils permettent de reproduire le comportement du système réel en simulation. Ils comportent beaucoup de paramètres et peuvent être très complexes ;
- Les modèles de comportement dits « boîtes noires » ou non-paramétriques. Les paramètres du modèle n'ont aucun sens physique. Les modèles sont décrits sous la forme de fonction de transfert et sont difficilement interprétables.

Une fois le modèle établi, il est nécessaire de déterminer les paramètres de manière à ce que le modèle se rapproche au mieux possible du système réel. C'est la phase d'identification. Ceci revient à minimiser l'écart entre les sorties du modèle et les sorties mesurées. À chaque type de modèle correspond ses propres méthodes d'identification. On distingue deux grandes classes de méthodes : les méthodes temporelles et fréquentielles. On se reportera à l'ouvrage de M. Flaus pour la présentation et la mise en œuvre des méthodes d'identification classiques ([38]).

Dans un premier temps, on essaiera de modéliser le système par des équations linéaires ou bien, si le système comporte des équations non linéaires, on s'efforcera de les linéariser. Cependant, la linéarisation des équations présentent des contraintes sur le mode de fonctionnement réel du système (par exemple autour d'une position d'équilibre et pour de petits mouvements autour de celle-ci).

La démarche classique est de décomposer le système global en éléments simples, ou blocs, et d'écrire ensuite les équations de liaison entre ces divers éléments. Les équations du système sont régies par les lois de la physique et sont exprimées en fonction de paramètres

comme la masse ou la raideur. On distingue deux types de système :

1. Les systèmes discrets gouvernés par des équations différentielles ordinaires à coefficients constants (un mécanisme par exemple). Les variables du système sont fonction seulement du temps ;
2. Les systèmes continus gouvernés par des équations aux dérivées partielles. Les variables du système sont fonctions du temps et de coordonnées spatiales (une plaque par exemple).

Si les paramètres des équations sont constants, le système est dit invariant. Concevoir un système de commande pour un système continu est beaucoup plus délicat, car il nécessite la construction d'un modèle discret qui est une approximation du modèle réel. Ceci tend à introduire des incertitudes qui peuvent être néfastes sur la stabilité de la commande (voir la thèse de M. Collet [24]). C'est le phénomène de « spill-over » qui est dû à la non prise en compte de certains modes du fait de la discrétisation.

Une autre difficulté du contrôle des structures continues est de déterminer la contrôlabilité. En effet, le modèle discret ne peut donner qu'une approximation de la contrôlabilité. Celui-ci peut être suffisant dans la majeure partie des cas. Cependant, des chercheurs ont déterminé des méthodes numériques pour démontrer la contrôlabilité exacte de structures continues. Pour M. Bourquin, le résultat du test de contrôlabilité exact, sur une structure continue, conduit à une meilleure conception des actionneurs et/ou de la structure ([16]).

Un système dynamique invariant et linéaire, dont l'entrée est $x(t)$ et la sortie est $y(t)$, est décrit par un système d'équations différentielles dont l'expression d'une des équations du système est :

$$a_n \frac{d^n y(t)}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dy}{dt} + a_0 y(t) = b_0 x(t) \quad (3.10)$$

À partir de cette équation différentielle, plusieurs méthodes sont possibles pour étudier la réponse permanente et transitoire du système. Nous allons examiner deux représentations classiques du modèle à partir de l'équation différentielle précédente : le calcul de la fonction de transfert et le modèle d'état.

3.2.1 La fonction de transfert

L'équation différentielle est un modèle temporel du système. Cependant, son exploitation directe n'est pas toujours facile. Par exemple, si l'on désire calculer la réponse temporelle d'un système à l'entrée $x(t)$, il est nécessaire de calculer une intégrale de convolution de ce signal avec la réponse impulsionnelle. On peut alors utiliser la transformation de Fourier qui réduit cette intégrale à un produit simple. On obtient alors la réponse fréquentielle comme modèle du système telle que :

$$H(w) = \frac{Y(w)}{X(w)} \quad (3.11)$$

avec $Y(w)$ et $X(w)$ respectivement la transformée de Fourier de $y(t)$ et $x(t)$.

En fait, le domaine fréquentiel n'est qu'une partie du plan complexe. La transposition temps-fréquence ne s'effectue pas toujours simplement et la réponse fréquentielle est la réponse permanente du système. Il est alors plus avantageux, en particulier pour étudier les régimes transitoires, de raisonner sur l'image de l'équation différentielle dans le domaine de Laplace. Cette image s'obtient en appliquant la transformée de Laplace de l'équation (3.10). On rappelle la relation qui permet d'obtenir l'image $F(s)$ de l'original $f(t)$ est :

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt \quad (3.12)$$

avec $s = \sigma + j\omega$. La réponse forcée s'écrit, en considérant les conditions initiales nulles :

$$Y(s) = H(s)X(s) \quad (3.13)$$

avec

$$H(s) = \frac{b_0}{a_0 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_{n-1}s^{n-1} + a_ns^n} \quad (3.14)$$

$H(s)$ est la fonction de transfert du système. C'est aussi la transformée de Laplace de la réponse impulsionnelle puisque si $x(t) = \delta(t)$ (impulsion de Dirac), $X(s) = 1$ et $Y(s) = H(s)$. Le dénominateur de $H(s)$ égalé à zéro est l'équation caractéristique. Ses racines sont les pôles du système. Ils permettent d'étudier les propriétés de stabilité (cf. annexe B). Cette approche est bien adaptée aux systèmes linéaires à peu d'entrées et de sorties, tels que les SISO.

Pour déterminer la réponse temporelle, il faut appliquer la transformée de Laplace inverse à l'équation (3.13) :

$$y(t) = \mathcal{L}^{-1}[Y(s)] \quad (3.15)$$

Cette expression est généralement calculée à l'aide de la méthode des résidus ([30]).

Cependant, l'examen rapide d'un modèle n'exige pas toujours l'expression de la réponse temporelle mais seulement sa valeur au voisinage de l'origine et de sa valeur permanente. Deux théorèmes fournissent le résultat à partir de l'expression de la transformée de Laplace de $y(t)$. Le théorème de la *valeur initiale* :

$$y(0+) = \lim_{s \rightarrow \infty} sY(s) \quad (3.16)$$

et le théorème de la *valeur finale* :

$$y(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} sY(s) \quad (3.17)$$

Si $y(t)$ est bornée, $y(\infty)$ indique la valeur limite pour $t \rightarrow \infty$.

3.2.2 Modèle d'état

Pour un système mécanique, l'état est l'ensemble des positions et vitesses relatives à chaque degré de liberté (ou toute combinaison équivalente). L'état est décrit par un vecteur x , appelé vecteur d'état, obéissant à une équation du premier ordre telle que :

$$\dot{x} = f(x, u, t), \quad x(t_0) = x_0 \quad (3.18)$$

$$y = h(x, u, t) \quad (3.19)$$

où u et y sont les entrées et sorties du système.

L'avantage de la représentation à l'aide du vecteur d'état est qu'elle s'applique non seulement aux systèmes monovariables mais aux systèmes à plusieurs entrées et plusieurs sorties appelés MIMO (Multi Input Multi Output en anglais). De plus, les équations du système sont décrites sous la forme d'un système matriciel du premier ordre très pratique à manipuler lorsque la taille du système devient importante.

Dans le cas linéaire invariant, les équations sont de la forme générale :

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.20)$$

$$y = Cx + Du \quad (3.21)$$

La première équation est appelée équation d'état et la seconde équation de sortie. A, B, C, D sont des matrices constantes.

Dans le cas stationnaire, la réponse forcée s'écrit :

$$x(t) = \int_{t_0}^t e^{A(t-t')} Bu(t') dt' + e^{A(t-t_0)} x_0 \quad (3.22)$$

e^{At} représente la matrice de transition et s'exprime à l'aide de la relation :

$$e^{At} = 1 + At + \frac{A^2}{2!} t^2 + \dots + \frac{A^k}{k!} t^k + \dots \quad (3.23)$$

Les équations d'état sont résolues par intégration temporelle.

On peut calculer la matrice de transfert $T(s)$, qui exprime la relation entre les transformées du signal de sortie $Y(s)$ lorsque $x_0 = 0$ (réponse forcée) et du signal d'entrée $U(s)$. On exprime alors $T(s)$ en fonction des matrices A, B, C, D , tel que :

$$T(s) = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (3.24)$$

avec I matrice unité.

Remarque :

Les propriétés d'observabilité et de commandabilité du système sont étudiées à l'aide de la représentation matricielle d'état (voir annexe A).

3.3 Contrôle actif par retour d'état

3.3.1 Préliminaires

Nous allons présenter dans cette partie la commande par retour d'état. On suppose que l'état du système est complet et mesurable à chaque instant. Cette hypothèse est difficilement vérifiée pour une structure continue qui possède en théorie un nombre infini de degrés de liberté.

Le contrôleur est étudié pour un « horizon infini », c'est à dire pour un temps d'observation très grand devant les constantes de temps du système. Cette hypothèse rend les matrices du système indépendantes du temps.

Comme nous l'avons évoqué au début de ce chapitre, cette approche est le domaine du « contrôle moderne » ([76]). Le concept de la commande par retour d'état est exprimé de façon plus générale, dans le domaine temporel, sans qu'il soit nécessaire d'évoquer une boucle. Le problème essentiel est de déterminer la commande $u(t)$ qui minimise un critère choisi $J(t)$. Le critère nécessite de minimiser une fonctionnelle. Il existe deux méthodes analytiques qui sont utilisées pour aborder ce problème de minimisation :

1. Le principe du minimum de Pontryagin qui est une généralisation du théorème fondamental du calcul des variations ;
2. Le principe d'optimalité de Bellman, connu sous le nom de programmation dynamique.

Le critère $J(t)$ est la représentation mathématique de l'objectif à atteindre par la commande. Ce critère (ou indice) est couramment appelé critère de performance ou fonction coût. La forme de l'écriture du critère est importante car elle conditionne les performances du contrôleur.

Une propriété intéressante de la commande par retour d'état est d'obtenir une commande linéaire des états en écrivant le critère sous la forme d'une fonction quadratique ([30]).

3.3.2 Contrôle optimal linéaire

Le problème du contrôle optimal peut être défini par le principe suivant :

Déterminer le signal $u^(t)$, admissible, apte à conduire le système vers l'état désiré $x^*(t)$, tout en minimisant un critère choisi qui représente une fonction coût.*

Selon le problème posé, les termes constitutifs du critère ainsi que les conditions initiales et finales changent. Par exemple, il est possible d'écrire un critère qui permet de faire passer le système, d'un état initial donné à un état final imposé, en minimisant le coût énergétique. C'est un critère à *énergie minimale*. Ou bien on désire atteindre l'état final en un temps

minimal, en partant d'un état initial donné. Le critère est à *temps minimal*. Ou encore on désire suivre un état instantané. Le problème est donc le suivi d'une trajectoire imposée.

La méthode du principe du minimum de Pontryagin est un principe variationnel qui dit que la commande optimale doit minimiser une fonction appelée Hamiltonien.

La méthode de programmation dynamique ne considère plus la trajectoire dans son ensemble. Elle résulte d'une suite de décisions prises à chaque étape, entre l'état initial et l'état final. Cette démarche est particulièrement bien adaptée aux problèmes de commande optimale des systèmes échantillonnés. La méthode revient à minimiser une équation dite de « Hamilton-Jacobi-Bellman ».

Le principe du minimum et le principe d'optimalité conduisent naturellement à la même trajectoire optimale.

Comme nous l'avons dit précédemment, la commande optimale est linéaire si le critère de performance $J(t)$, et donc l'Hamiltonien, est une forme quadratique en x et u . En effet, la dérivation par rapport à ces variables conduit à des expressions linéaires. La commande optimale, exprimée par un retour d'état, fait intervenir une matrice qui satisfait à la résolution d'une équation de Riccati, comme nous allons le voir plus loin.

La méthode utilisée pour résoudre le problème d'optimisation est celle du minimum de Pontryagin. Pour le détail des différentes étapes de calcul, on se reportera à la bibliographie ([76],[101]).

3.3.2.1 Contrôle optimal en régime forcé stochastique

Nous allons déterminer la loi de commande du système sous sollicitations forcées.

Le système est soumis à une sollicitation extérieure stochastique $z(t)$ (signal plancher). Cette perturbation est construite à partir d'un signal aléatoire stationnaire Gaussien, représenté par sa densité spectrale de puissance $S_z(\omega)$. Théoriquement, le signal d'excitation $z(t)$ est défini par un filtre de forme dont le signal d'entrée est un bruit blanc. Nous écrivons alors le filtre de forme à l'aide de l'équation d'état suivante :

$$\dot{z}(t) = A_z^T z(t) + B_z w(t) \quad (3.25)$$

où $w(t)$ est un bruit blanc défini par sa moyenne nulle et sa fonction d'autocorrélation telle que :

$$E[w(t)] = 0, \quad E[w(t)^T w(\tau)] = W\delta(t - \tau) \quad (3.26)$$

où A_z et B_z sont les matrices du filtre.

L'équation régissant le mouvement du système s'écrit sous la forme d'un système d'équations différentielles, asymptotiquement stable, représenté par l'équation d'état suivante :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Dz(t) \quad (3.27)$$

$$\text{Avec } \left\{ \begin{array}{l} A \quad : \text{ matrice d'état} \\ B \quad : \text{ matrice d'entrée} \\ D \quad : \text{ matrice d'excitation} \\ x(t) : \text{ vecteur d'état} \\ u(t) : \text{ vecteur de commande} \\ z(t) : \text{ vecteur d'excitation} \end{array} \right.$$

Pour le cas d'un système mécanique en mouvement, le système différentiel découle de la relation fondamentale de la dynamique :

$$\sum F_{ext}(t) = M\ddot{\gamma}(t) \quad (3.28)$$

Le problème est considéré comme stationnaire, c'est à dire que toutes les matrices sont constantes.

Considérons un critère quadratique $J(x, z, u)$ à minimiser que l'on exprime à l'aide de la relation :

$$J(t) = X^T(t_f)\theta X(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} X^T(t)\tilde{Q}X(t) + U^T(t)RU(t) \quad (3.29)$$

θ représente la valeur de X à l'instant final t_f . θ sera pris égal à zéro dans toute la suite. Ce critère rassemble plusieurs grandeurs physique du système (accélération, débattement, ...) choisies en fonction des performances à atteindre. Nous devons, à priori, considérer l'indice moyenné $E[J(x, z, u)]$. Si on considère le vecteur d'état augmenté $X(t)$ tel que :

$$X(t) = [x(t), z(t)]^T \quad (3.30)$$

Comme l'excitation dans l'équation du mouvement est un bruit blanc, on peut appliquer le principe d'équivalence et $w(t)$ remplace $E[w(t)]$.

L'équation d'état devient :

$$\dot{X}(t) = \tilde{A}X(t) + \tilde{B}U(t) + \tilde{D}w(t) \quad (3.31)$$

le problème revient à calculer la loi de commande de l'équation :

$$\dot{X}(t) = \tilde{A}X(t) + \tilde{B}U(t) \quad (3.32)$$

qui minimise le critère quadratique (en horizon infini) :

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} X^T(t)\tilde{Q}X(t) + U^T(t)RU(t) \quad (3.33)$$

avec Q et R les matrices de pondération. La matrice Q doit être semi-définie positive, R positive.

En faisant apparaître la commande dans le vecteur d'état, le critère $J(t)$ s'écrit :

$$J(t) = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \begin{pmatrix} X(t) \\ u(t) \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} \tilde{Q} & \tilde{T} \\ \tilde{T}^T & R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X^T(t) \\ u(t) \end{pmatrix} dt \quad (3.34)$$

ou encore :

$$J(t) = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \begin{pmatrix} X(t) \\ u(t) \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} Q & S & T \\ S^T & N & L \\ T^T & L^T & R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X^T(t) \\ u(t) \end{pmatrix} dt \quad (3.35)$$

Q, S, T, L, R et N sont les matrices qui contiennent les coefficients de pondération. La loi de commande s'écrit :

$$u(t) = -R^{-1} \{ \tilde{T}^T + \tilde{B} \tilde{K}(t) \} X(t) \quad (3.36)$$

et $\tilde{K}(t)$ est la matrice de Riccati qui vérifie l'équation algébrique de Riccati :

$$\dot{\tilde{K}}(t) = -\tilde{K}(t) \tilde{A}_n - \tilde{A}_n^T \tilde{K}(t) - \tilde{Q}_n + \tilde{K}(t) \tilde{B} R^{-1} \tilde{B}^T \tilde{K}(t) \quad (3.37)$$

où :

$$\tilde{A}_n = \tilde{A} - \tilde{B}^T R^{-1} \tilde{T}^T \quad (3.38)$$

$$\tilde{Q}_n = \tilde{Q} - \tilde{T}^T R^{-1} \tilde{T}^T \quad (3.39)$$

Les algorithmes de résolution de l'équation matricielle de Riccati convergent uniquement si le système est entièrement contrôlable, c'est à dire lorsque la commande $u(t)$ a une influence sur toutes les composantes de $x(t)$. Or l'équation (3.36) montre que la composante $z(t)$ de $X(t)$ n'est pas modifiée par $u(t)$.

Pour résoudre cette difficulté, on sépare le problème selon deux composantes $x(t)$ et $z(t)$. Il suffit alors de résoudre les deux premières équations du système : une équation de Riccati de matrice inconnue $\tilde{K}_x(t)$ et une équation de type Lyapunov de matrice inconnue $\tilde{K}_z(t)$. L'équation algébrique de Riccati devient, dans le cas à horizon infini :

$$-\tilde{K} \tilde{A}_n - \tilde{A}_n^T \tilde{K} - \tilde{Q}_n + \tilde{K} \tilde{B} R^{-1} \tilde{B}^T \tilde{K} = 0 \quad (3.40)$$

Les matrices \tilde{K}_x et \tilde{K}_z vérifient les équations algébriques :

$$-\tilde{K}_x A - A^T \tilde{K}_x - \tilde{Q}_n + \tilde{K}_x B R^{-1} B^T \tilde{K}_x = 0 \quad (3.41)$$

$$\tilde{K}_x D + \tilde{K}_z A_z + A^T \tilde{K}_z + S - \tilde{K}_x B R^{-1} B^T \tilde{K}_z = 0 \quad (3.42)$$

et la commande s'écrit :

$$u(t) = -R^{-1} [(\tilde{T}^T + \tilde{B} \tilde{K}_x) x(t) + (\tilde{L}^T + \tilde{B} \tilde{K}_z z(t))] = F X(t) \quad (3.43)$$

avec F la matrice de gain.

Cette loi de contrôle est proportionnelle au vecteur d'état complet $x(t)$ (boucle fermée) avec un gain F_x et au vecteur d'excitation $z(t)$ avec un gain F_z . Cette commande est appelée boucle ouverte-fermée.

Remarques :

Dans le cas stationnaire, la matrice de Ricatti résulte de l'intégration à rebours de l'équation de Ricatti, depuis l'instant final t_f jusqu'à l'instant initial t_0 . Cette intégration est possible en se donnant la valeur finale de $K(t)$ par l'équation de frontière :

$$K(t_f) = H \quad (3.44)$$

Lorsque $t_f \rightarrow \infty$, le temps d'observation est considéré infini et la solution garde une valeur constante quelquesoit le temps t .

Un aspect important dans la conception des lois de commande est la stabilité. Pour un système linéaire en BO, la stabilité est déterminé par l'étude des valeurs propres de la matrice d'état A . Les valeurs propres de A doivent se trouver dans le demi-plan gauche complexe, c'est à dire à gauche de l'axe imaginaire. La stabilité du système en BF, avec retour d'état complet, est gouverné par les valeurs propres de la matrice $A - BF$.

L'objectif de la commande par retour d'état est de s'assurer que les valeurs propres du système en BF se situe dans le demi-plan complexe de gauche. La stabilité est dépendante de la matrice de gain F de la commande. Nous verrons que dans le cas de la commande optimale, le calcul de F résulte du respect du critère de stabilité. On pourra se reporter à l'annexe B pour plus de détails.

3.3.2.2 Intérêts de la commande par retour d'état

L'intérêt de la commande par retour d'état est d'engendrer des lois de commande stabilisantes. La manipulation des matrices de pondération Q et R permet d'agir de façon sélective sur les réponses et la commande. Le résultat final sera toujours un compromis entre les écarts de sortie (par rapport aux objectifs) et la sollicitation des actionneurs. La commande par retour d'état permet de bien gérer ce compromis.

Il existe une méthode qui permet de faire une évaluation initiale des pondérations du critère de performance. C'est la règle de Bryson. Elle est basée sur le calibrage physique des grandeurs de l'expression du critère. On utilise les deux relations suivantes :

$$q_i = \left(\frac{1}{\sup(y_i)} \right)^2 \quad (3.45)$$

$$r_i = \left(\frac{1}{\sup(u_i)} \right)^2 \quad (3.46)$$

avec q_i et r_i les éléments respectifs des matrices Q et R . Ceux-ci pourront être ajustés ensuite avec la simulation.

On peut prévoir que si on augmente globalement Q par rapport à R (y_i très petit devant 1), les réponses sont plus rapides et les commandes plus énergiques.

Cependant, la commande optimale est complexe à mettre en œuvre sur un système réel. En effet, elle nécessite la connaissance de tous les états du système, c'est à dire que l'on doit être capable de mesurer l'état du système à chaque instant pour toutes les composantes de

$X(t)$. En général, cette condition est rarement remplie (coûts des capteurs et des conditionneurs, impossibilité de réaliser certaines mesures). On peut néanmoins déterminer une commande qui ne dépend que d'une partie du vecteur d'état, correspondant aux grandeurs mesurables sur la structure ; cette commande est appelée sous-optimale.

3.3.2.3 Commande sous-optimale

Pour déterminer une commande sans connaître la totalité du vecteur d'état, deux solutions se présentent. La première est d'estimer les composantes inconnues de $X(t)$ à l'aide d'un estimateur (ou reconstituteur) d'état. On peut, par exemple, utiliser un filtre de Kalman. La deuxième solution est de calculer une matrice de gain en imposant à la commande de ne dépendre que des états mesurables.

L'estimation de $X(t)$ par des filtres numériques fait appel à des théories complexes et relativement lourdes en temps de calculs. De plus, ces méthodes sont difficiles à mettre en œuvre ([28]).

Nous allons présenter la 2^e solution qui consiste à calculer $u(t)$ en fonction des états mesurables (cf. thèse de M. Roberti [101]).

La loi de commande optimale est donnée par l'équation (3.43), en supposant T nulle :

$$u^*(t) = [-R^{-1}B^TK_x]x^*(t) = F^*x(t) \quad (3.47)$$

On écrit $u(t)$ sous la forme d'une combinaison linéaire d'un jeu mesurable d'états du système :

$$u(t) = Fx(t) \quad (3.48)$$

Nous pouvons définir $y(t)$, comme étant le vecteur des états mesurables de $x(t)$, tel que :

$$y(t) = Hx(t) \quad (3.49)$$

avec H matrice de mesure. On peut alors écrire $u(t)$ sous la forme :

$$u(t) = My(t) = MHx(t) = Fx(t) \quad (3.50)$$

où M est une matrice dont les éléments sont les paramètres des contraintes définissant $u(t)$. Deux systèmes sont en présence : le système optimal qui servira de référence et le système contraint où $u(t)$ est la loi recherchée. Celle-ci doit tenir compte des contraintes liées à la mesure des états du système réel.

Le problème est résolu en minimisant la fonction d'erreur $e(t)$ telle que :

$$e(t) = x(t) - x^*(t) ; e(t_0) = 0 \quad (3.51)$$

Après calculs, on obtient l'expression de la matrice de gain M du système contraint :

$$M = F^*PH^T(HPH^T)^{-1} \quad (3.52)$$

où P est la matrice de covariance du système, sur lequel on applique la commande optimale $u^*(t)$. L'expression de P est :

$$P = cov[x^{*T} x^*] \quad (3.53)$$

Cette méthode est intéressante car elle évite d'avoir recours à la reconstruction d'état. En revanche, elle ne garantit rien sur la stabilité, ce qui est un inconvénient majeur. Elle ne donne aucune prédiction sur le nombre minimal d'observations nécessaires pour obtenir les performances désirées.

3.3.2.4 Commande semi-active

Comme nous venons de le voir, la commande optimale par retour d'état complet nécessite un nombre importants de capteurs et d'actionneurs. Ceux-ci doivent pouvoir répondre efficacement dans la bande de fréquence où le système doit être contrôlé. La mise en œuvre de la commande est complexe et les performances obtenues dépendent fortement de la maîtrise de nombreux paramètres.

La commande semi-active permet de simplifier considérablement la synthèse du contrôleur et de ce fait réduire le temps de conception.

L'idée de la commande semi-active est de réaliser la loi optimale $u(t)$ en utilisant un amortisseur variable, où l'effort d'amortissement peut être contrôlé. C'est une commande dite « dissipative » qui ne requiert aucune source d'énergie externe. Ce type de commande possède l'avantage d'être naturellement stable puisque on agit uniquement sur le système en dissipant de l'énergie sans en injecter.

Il existe en fait deux types de contrôle semi-actif : le premier est un contrôle dit « continu » par modulation de l'amortissement. Il nécessite un dispositif de commande permettant d'ajuster (en continu) la force d'amortissement. Le second est un amortisseur à deux états (amortissement fort/faible), plus facile à mettre en œuvre. Nous reviendrons au chapitre 4 sur les détails de ces deux types de commande.

La commande semi-active comporte deux phases. Une première phase dite « passive » pour laquelle la consigne d'effort est supérieure à l'effort maximal que peut réaliser l'amortisseur. Une deuxième phase dite « semi-active » ou « semi-passive » où la consigne d'effort peut être réalisée en modulant le coefficient d'amortissement de l'amortisseur.

Nous allons traduire ceci à l'aide d'équations. L'effort dans l'amortisseur est régi par la relation suivante :

$$F_{diss} = C(t)\psi(x, z) \quad (3.54)$$

avec $C(t)$ le coefficient d'amortissement variable de l'actionneur. Celui-ci pourra prendre les valeurs continues entre C_{min} et C_{max} qui représentent les limites physiques de l'amortisseur. $\psi(x, z)$ est la vitesse relative dans l'amortisseur.

Soit $u(t)$ la commande optimale qui minimise le critère quadratique $J(t)$. On désire réaliser la consigne d'effort optimal avec l'amortisseur semi-actif. Il est nécessaire de distinguer trois cas ; $C(t)$ prend alors les valeurs suivantes :

- Cas n° 1 : $C(t) = C_{min}$ si $\psi^T u(t) - \psi \psi^T C_{min} < 0$
- Cas n° 2 : $C(t) = C_{max}$ si $\psi^T u(t) - \psi \psi^T C_{max} > 0$
- Cas n° 3 : $C(t) = \psi^{-1} u(t)$ si $\psi \psi^T C_{min} \leq \psi^T u(t) \leq \psi \psi^T C_{max}$

Si la consigne optimale $u(t)$ est trop grande par rapport à ce que peut fournir l'amortisseur, celui-ci est saturé à $C = C_{max}$ (Cas n° 2). Inversement, si l'on se trouve dans une phase non dissipative, l'amortisseur est commuté dans sa configuration minimal et $C = C_{min}$ (Cas n° 1). Entre ces deux cas limites, la condition $\psi^T u > 0$ est vraie et C est déterminé pour satisfaire la consigne d'effort optimal (Cas n° 3).

Une variante de cette méthode est la commande semi-active « skyhook ». Elle dérive de l'amortisseur skyhook idéal qui permet d'obtenir un effort proportionnel à la vitesse absolue de la masse à amortir. Nous avons vu au chapitre 2 qu'un amortisseur « skyhook » permettait d'améliorer nettement le filtrage des accélérations tout en limitant l'amplitude des débattements de la suspension de siège.

Nous verrons dans le chapitre 4, que la commande semi-active skyhook permet d'améliorer nettement les performances des systèmes passifs, sans avoir recours à un commande par retour d'état.

3.4 Autres méthodes de contrôle

Nous présentons brièvement d'autres méthodes de contrôle, qui sont des variantes du contrôle par retour d'état et d'approches plus classiques. Certaines méthodes sont utilisées dans des cas très spécifiques qui dépendent de l'application envisagée.

3.4.1 Commande par placement de pôles

C'est une méthode qui consiste à fixer les pôles du système en BF, et à calculer ensuite les gains pour obtenir ces pôles. Cette méthode permet de bien maîtriser la stabilité du système en spécifiant les pôles dans le demi plan complexe stable.

Cette méthode cherche à définir le comportement de la structure en contrôlant ses modes, par l'intermédiaire des valeurs propres. C'est une approche globale qui s'apparente au contrôle modal.

L'algorithme qui permet de calculer les gains de la boucle à partir des pôles est appelé allocation de pôles. On se reportera à l'ouvrage de M. Meirovitch pour obtenir les différentes étapes de la mise en œuvre du contrôle ([76]).

La complexité de la procédure de calcul est fonction du nombre d'entrée. Elle est difficile à gérer lorsque le nombre de modes (ou de pôles) considérés est important.

La commande par placement de pôle nécessite la connaissance du vecteur d'état complet. C'est une contrainte importante du point de vue expérimental. De plus, cette méthode demande une bonne expertise pour connaître, à priori, la réponse temporelle obtenue une fois les pôles définis. Cette expertise est abordable sur un système monovariable mais est très difficile lorsque le système est MIMO.

3.4.2 Contrôle modal

Cette méthode est très générale. Elle peut s'appliquer aussi bien à des structures discrètes qu'à des structures continues.

Cependant, il existe une méthode issue de la commande par placement de pôles particulièrement adaptée au contrôle des structures continues : c'est la méthode IMSC (Independent Modal Space Control). La méthode IMSC est basée sur les propriétés d'orthogonalité des formes propres qui permettent de construire des filtres modaux. Ceux-ci permettent de contrôler un mode d'une structure indépendamment des autres, sans altérer les vecteurs propres (cas d'une structure linéaire). La particularité des filtres modaux est de découpler le contrôle sur chaque mode.

Si la commande est proportionnelle à la dérivée des déplacements modaux, le taux d'amortissement modal peut être augmenté artificiellement. Cette approche est intéressante car la commande présente l'avantage d'être naturellement stable. C'est ce que l'on appelle « l'amortissement actif ».

Pour résumer, le contrôle modal présente deux avantages principaux :

1. C'est une méthode globale qui permet de conserver les formes propres de la structure ;
2. C'est une méthode simple qui permet de garantir la stabilité du système.

La principale difficulté est la réalisation expérimentale des filtres modaux, qui est liée au nombre et à l'emplacement des capteurs. En théorie, la commande nécessite autant de capteurs et d'actionneurs que de modes à contrôler. En fait, le nombre d'actionneurs peut être réduit en utilisant la propriété de symétrie de certains modes.

Le fait d'exprimer la commande dans une base modale tronquée (on ne peut prendre en compte une infinité de modes) fait apparaître le problème de l'instabilité des modes résiduels. Les modes résiduels sont les modes qui ne sont pas pris en compte dans le modèle, et donc non filtrés par le filtre modal. Ceux-ci risquent alors, dans certaines conditions, de déstabiliser le système en perturbant la commande. Ce phénomène est appelé « spill-over ». Concernant la mise en œuvre de cette méthode, on pourra se reporter à la thèse de M. Collet et à l'ouvrage de M. Meirovitch ([24],[76]).

3.4.3 Contrôle adaptatif

Le contrôle adaptatif fait appel à des techniques d'identification de filtres numériques. Ces techniques ont vu le jour avec les progrès des calculateurs. Ceux-ci ont permis d'implémenter ces méthodes sur des systèmes réels avec de bons résultats.

Les modèles mis en jeu dans ces méthodes de contrôle sont de type « boîte noire ». La difficulté de la mise en œuvre de ces méthodes réside dans l'identification des paramètres du filtre. Les méthodes d'identification sont nombreuses et le choix d'une méthode est toujours fonction du type de filtre choisi.

Les techniques d'identification reposent sur la minimisation itérative d'une erreur quadratique. On utilise généralement des méthodes de descente (gradient, gradient conjugué...).

Une approche classique est d'utiliser un modèle de référence. Ce modèle joue alors le rôle d'un système idéal vers lequel on veut tendre. Le signal de commande est alors fonction des perturbations mesurées et des imperfections du modèle. Des problèmes de stabilité peuvent alors se poser. La plupart des applications traitent de systèmes mono-variables et sont particulièrement nombreuses dans le domaine de l'acoustique.

La méthode de contrôle adaptatif la plus utilisée est sans doute la méthode dite LMS (Least Mean Square). Les paramètres du filtre de commande sont identifiés et ajustés en fonction du gradient de l'erreur quadratique. L'erreur est calculée par différence entre une sortie du système et la sortie du filtre. On pourra se reporter aux très bons ouvrages de MM. Widrow et Goodwin ([123],[45]).

Le principal intérêt de ces méthodes est leur robustesse vis à vis des variations des paramètres du système à contrôler. En effet, la commande reste efficace et stable même si, par exemple, la masse ou la raideur du système changent au cours du temps.

Les applications sur des structures mécaniques continues sont difficiles à maîtriser du fait du grand nombre de modes. De bons résultats sont obtenus lorsque la commande est co-localisée avec la mesure, ce qui permet d'augmenter la contrôlabilité du système.

3.4.4 Commande par logique floue

C'est M. Zadeh en 1965 qui publie l'article de référence sur la théorie de la logique floue ([128]). Cette théorie a depuis été appliquée à la commande des systèmes. Les travaux qui relatent des applications de la logique floue sont très nombreux. On peut citer l'article de M. Mandani, qui relate la première expérimentation d'un régulateur flou sur un système réel ([72]).

Nous allons présenter brièvement les fondements de la logique floue ([94]).

La logique floue repose sur une théorie permettant de manipuler des données imprécises. Par exemple, comment réguler la température d'une pièce en fonction d'un jugement du type : « il fait trop chaud », « il fait frais »... Elle permet de traduire mathématiquement la sensibilité humaine (connaissances imprécises ou vagues) sous la forme de valeurs

déterministes. Ces valeurs sont appelées *valeurs linguistiques* et sont caractérisées par des *sous-ensembles flous*.

L'ensemble des variables linguistiques définit ce que l'on nomme *l'univers de discours*. Un sous ensemble flou est caractérisé par une fonction mathématique qui précise, pour tout élément appartenant à cette fonction, le degré d'appartenance à ce sous-ensemble. Par exemple, un élément de l'univers de discours pourra être la « taille » d'un individu et les sous-ensembles associés « petit, moyen ou grand ».

À partir de ces définitions, on établit les « règles floues » qui sont des expressions de la forme: « si x est A » alors « y est B ». Le premier terme est appelé la *prémisse* et le deuxième la *conclusion*. Les règles peuvent être composées de plusieurs propositions, connectées entre elles par des opérateurs logiques *ET/OU*. L'*implication* permet de calculer le degré d'appartenance d'une règle à un sous-ensemble flou, à l'aide des règles de Mandani ou Larsen.

Le principal intérêt de cette approche est de modéliser le raisonnement humain. La logique floue permet alors de formaliser des méthodes empiriques ou d'automatiser des modes de décision. Les domaines d'utilisation sont très variés, particulièrement intéressant dans la commande des processus où le jugement humain est prépondérant. Dans certaines applications, une expertise du fonctionnement du processus est réalisée par un spécialiste. Cette expertise peut alors être utilisée pour déterminer un régulateur flou, en s'affranchissant des phases souvent délicates d'identification et de synthèse des lois de commande ([93]).

La commande par logique floue peut aussi trouver des applications intéressantes lorsque les processus sont complexes, non linéaire et le modèle difficile à obtenir .

Nous allons maintenant présenter les différentes étapes de la conception d'un régulateur flou.

La structure traditionnelle d'un régulateur flou comporte deux entrées qui sont : l'erreur de la grandeur à réguler $\epsilon(t)$ et la dérivée de l'erreur $\dot{\epsilon}(t)$ (figure 3.5). Les gains k_1 , k_2 et k_3 sont ajustables pour adapter la plage des variations des grandeurs d'entrées à l'univers de discours.

La sortie U est une somme pondérée des ΔU . L'architecture du régulateur flou peut être comparée à un régulateur « Proportionnel-Intégral » non linéaire.

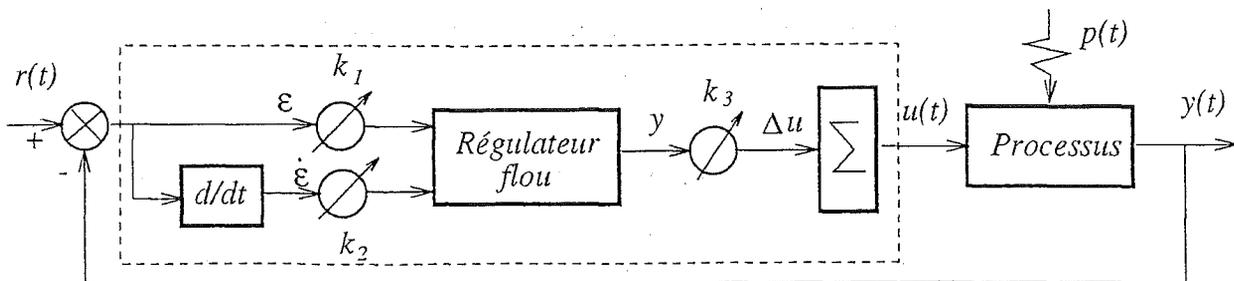


Fig. 3.5 – Schéma-bloc d'un régulateur flou classique SISO

Les trois étapes successives pour la conception d'un régulateur flou sont (cf. figure 3.6) :

- 1 « La fuzzification » : c'est la transformation des valeurs mesurées (par exemple l'erreur de position) en valeurs floues à l'aide d'une fonction d'appartenance. Un univers de discours est préalablement associé aux deux variables d'entrées et partitionné en classes ;
- 2 « L'inférence » : c'est la construction des règles d'inférences. Par exemple : *SI obstacle près ET/OU vitesse moyenne ALORS freinage modéré*. Leur traduction mathématique est réalisée à l'aide d'une méthode dite « d'inférence » (somme-produit ou min-max). Cette étape résulte de l'analyse du processus par l'expert et ne nécessite pas de modèle mathématique complexe ;
- 3 « La défuzzification » : c'est la phase qui permet de calculer la commande en fonction des différents degrés d'appartenance des variables d'entrées. La méthode du « centre de gravité » est principalement utilisée.

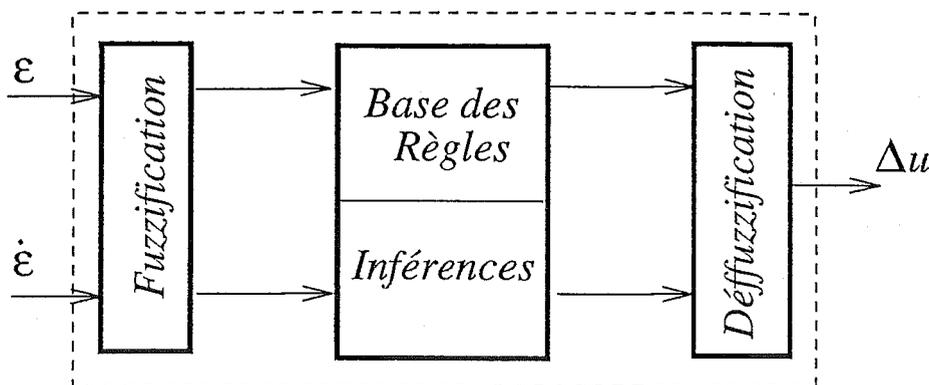


Fig. 3.6 – Principe du régulateur flou

L'écriture des règles d'inférences peut reposer sur une analyse simple du fonctionnement du processus :

- si l'erreur est importante mais tend à diminuer, la commande doit être modérée ;
- si l'erreur et sa variation sont nulles, la commande doit être nulle ;
- si l'erreur est faible mais tend à augmenter, la commande doit être énergique.

L'amplitude du signal de commande doit être pondérée pour tenir compte de la différence relative entre la valeur de l'erreur et sa dérivée.

Les résultats obtenus à l'aide de correcteurs flous sont assez comparables à ceux issus de méthodes classiques. Par contre, leur mise en œuvre est beaucoup plus simple. L'utilisation des correcteurs flous présente deux principaux intérêts : leur facilité de synthèse et leur robustesse. De plus, la commande floue permet de tirer rapidement parti de l'expérience humaine qui, recueillie, analysée et codée, fournira la base de l'élaboration de l'univers de discours.

3.5 Conclusions

Nous venons de présenter plusieurs types de commandes qui sont utilisées pour résoudre des problèmes de contrôle sur des systèmes dynamiques.

On distingue deux grandes classes de commandes : les commandes « classiques » qui permettent de résoudre des problèmes monovariables, et les commandes dites « modernes » basées sur la minimisation d'un critère, qui nécessitent la connaissance de l'état complet du système. Pour chaque grande classe, il y a beaucoup de variantes selon la nature et la spécificité du problème traité.

Le concepteur est confronté au choix de la stratégie de commande. Cette étape est délicate car il dispose de beaucoup de possibilités. Il doit aussi résoudre le problème de la modélisation du processus (choix du modèle) et de l'identification de ses paramètres. Le modèle du processus est généralement adapté au type de commande.

La solution du problème n'est donc pas unique. Il est alors nécessaire d'évaluer chaque commande selon des critères de performances, de souplesse et de rapidité de mise en œuvre. Certaines commandes sont performantes mais complexes et lourdes à implanter (procédure adaptatives, placement de pôles...). Certaines présentent des contraintes de part l'obligation de connaître le vecteur d'état complet (commande optimale par exemple), ce qui est pratiquement toujours impossible. Dans ce cas, il faut avoir recourt à des estimateurs numériques, tels que les filtres de Kalman. Ces filtres sont cependant difficiles à implémenter lorsque la taille du problème est importante.

D'autres commandes, comme celles basées sur la logique floue, sont intéressantes pour traiter des problèmes où l'homme a une bonne maîtrise du processus.

La réalisation et l'implantation des systèmes de commande s'est accrue avec le développement des calculateurs, plus performants et plus faciles à utiliser. On trouve maintenant des matériels complets capables de réaliser l'acquisition des données (conversion analogique-numérique), le traitement de celles-ci (algorithme de contrôle) pour fournir le signal de commande à l'actionneur (conversion numérique-analogique). Ces systèmes permettent de développer rapidement des applications. Ils sont bien adaptés à la mise au point de systèmes de commande sur des prototypes.

La qualité des actionneurs est un point très important pour obtenir les performances désirées. En effet, il ne s'agit pas de générer une consigne d'effort mais encore faut-il la réaliser concrètement.

Le choix des actionneurs est crucial. Ils doivent être dimensionnés afin de fournir la puissance nécessaire au contrôle, dans une bande-passante définie suivant les objectifs.

Il est aussi nécessaire de tenir compte des contraintes d'environnement « structurales », c'est à dire du type de structure (le contrôle des vibrations d'un pont est différent du contrôle des vibrations d'un moteur de voiture) et « énergétique ». On ne peut pas, par exemple, utiliser un panneau solaire pour recharger un accumulateur, dans une région du

globe où il fait nuit la moitié de l'année!

Chapitre 4

La suspension active du siège : modélisation et simulation

4.1 Introduction

Le but de ce chapitre est de proposer un modèle de siège à suspension active pour simuler et évaluer l'efficacité de diverses lois de commande sur l'amélioration du confort.

Dans le cadre de l'étude des lois de commande, nous avons cherché des lois simples et efficaces, qui soient faciles à implanter sur le prototype. Deux commandes ont été retenues : une commande semi-active selon un schéma connu appelé « amortisseur skyhook » et une commande active.

La commande semi-active est choisie pour sa simplicité de mise en œuvre et ses performances reconnues dans le domaine des suspensions ([21],[109], [26],[63]). Bien que cette commande soit théoriquement performante sur des suspensions de véhicule, elle ne résout pas le problème du suivi en effort de l'amortisseur piloté, ([14]). Pour cela, une boucle d'asservissement en effort a été développée.

Pour la commande active, nous nous sommes inspirés des méthodes qui permettent d'améliorer les performances des régulateurs PID. Le schéma de commande peut être assimilé à un régulateur par retour d'état ([97],[30]). L'utilisation de ce schéma, pour la résolution de notre problème d'isolation vibratoire, est un des aspects originaux de ce travail.

Préalablement à la recherche des lois de commande, une étude approfondie des diverses technologies d'actionneurs utilisés dans les suspensions actives ou semi-actives a été réalisée ([50],[61]). Différentes technologies d'actionneurs peuvent être envisagées, suivant que l'on considère des critères de puissance, de temps de réponse, de bande passante : hydraulique, électrique, pneumatique, piezoélectrique...

Le choix de l'actionneur est très important. Les performances du contrôle actif de la suspension sont fortement dépendantes des caractéristiques de l'actionneur. Il s'agit de

trouver un actionneur qui respecte les spécifications propres à l'application du siège (effort, temps de réponse, vitesse, rendement) et les contraintes (encombrement, énergie disponible dans le véhicule). Le problème du choix de l'actionneur est donc difficile. Il y a peu de solutions qui répondent à la fois aux spécifications techniques et aux contraintes.

La méthodologie qui a été suivie est la définition d'un cahier des charges fonctionnel. Il s'agit de choisir l'actionneur le mieux adapté à la suspension de siège et pouvant fonctionner aussi bien en amortisseur qu'en actionneur.

Cette étude a abouti au choix original d'un actionneur électromécanique : un motoréducteur à courant continu. Son caractère réversible autorise un fonctionnement en génératrice (amortisseur passif ou semi-actif) ou en moteur, ce qui a permis d'implanter les deux types de commande sur le prototype.

D'autres facteurs ont déterminé ce choix. Premièrement, ces actionneurs sont couramment utilisés dans l'automobile (commande des vitres électriques, d'appuis têtes, de hauteur de siège... [5]). Les travaux de Karnopp sur les amortisseurs électromagnétiques ont aussi montré la faisabilité de cette technologie par rapport à des actionneurs hydrauliques ou pneumatiques ([62],[60]). De plus, l'intérêt de l'actionneur électrique est que l'on peut directement utiliser l'énergie électrique disponible dans le véhicule, sans avoir recourt à une autre source d'énergie.

Un autre atout du moteur à courant continu est son comportement intrinsèque linéaire, facilement modélisable. L'asservissement en couple est relativement classique et bien maîtrisé aujourd'hui ([58],[1]). Sa compacité le rend particulièrement adapté à notre application, sa technologie est propre.

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord modéliser la suspension active du siège telle qu'elle est représentée par le prototype. Le modèle de la suspension du siège munie de son actionneur est présenté et le choix des paramètres du modèle est discuté.

À partir de ce modèle, des simulations numériques dans les domaines temporel et fréquentiel sont réalisées afin de valider les performances du système. Cette phase de modélisation est doublement utile : d'une part pour déterminer les paramètres de la commande et d'autre part pour valider les choix de certains paramètres du système. Le rôle du modèle est alors double : modèle de simulation pour le test et la synthèse des lois de commandes, et modèle de conception pour le dimensionnement de l'actionneur et de la chaîne cinématique du prototype.

Enfin, un bilan est proposé afin de dégager les avantages et inconvénients de chaque structure de commande.

4.2 Modélisation du système

4.2.1 Choix et hypothèses simplificatrices

Le système, constitué du siège, de la suspension et de l'actionneur électromécanique, est représenté par le modèle à deux degrés de liberté de la figure 4.1.

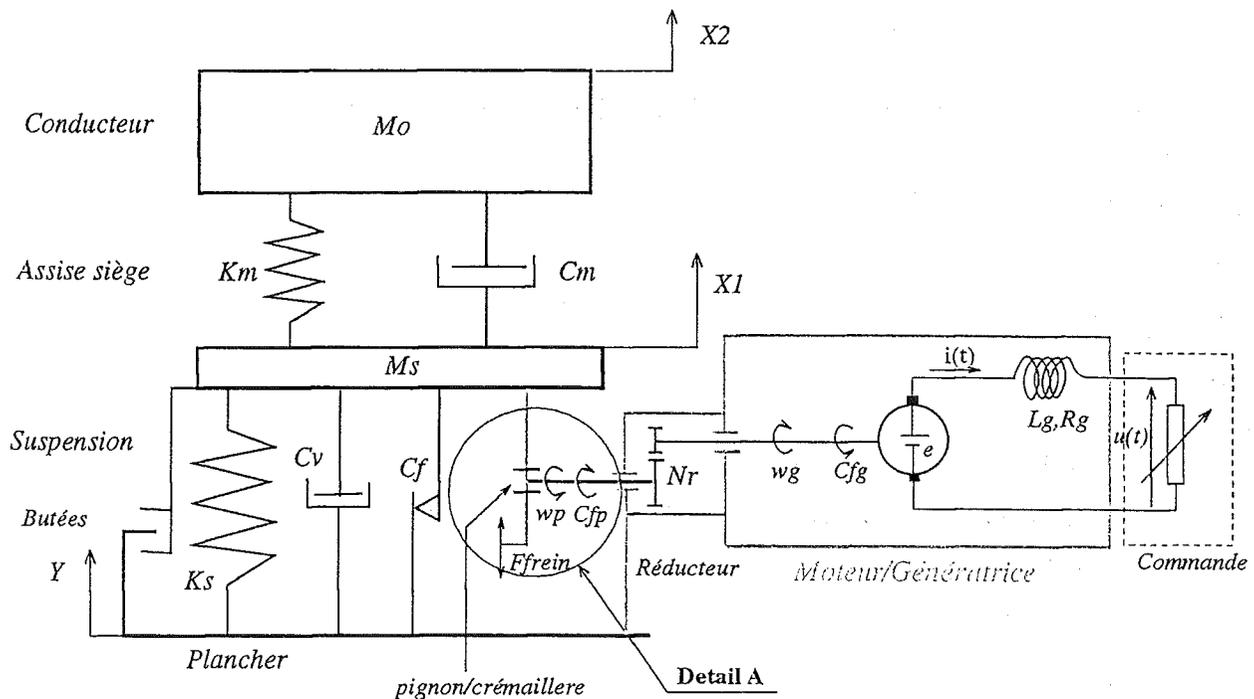


Fig. 4.1 - Modèle du système à 2 degrés de liberté

Avant de décrire le modèle, nous allons définir les hypothèses du modèles et les choix relatifs à la conception du système.

Les hypothèses générales de l'étude sont celles du chapitre 1 : seules les vibrations suivant l'axe vertical sont considérées et la dynamique du conducteur est ici négligée. Un modèle d'humain est trop complexe pour intervenir dans une phase de conception.

Le système est modélisé dans son mouvement de translation vertical. Le conducteur assis sur le siège est représenté par un solide de masse (M_o).

L'assise du siège est représentée par un modèle linéaire de Kelvin Voigt. On se place donc dans l'hypothèse des petites déformations et l'amplitude des oscillations du conducteur sont faibles. La raideur (K_m) et le coefficient d'amortissement (C_m) de la mousse d'assise sont déterminés selon la procédure décrite dans la partie concernant la modélisation des mousses (cf. chapitre 1).

La course du guide cinématique a été définie pour que ,avec un réglage, le système ne vienne pas en contact avec les butées de fin de course de la suspension, et ce, quelque soit la masse du conducteur. Pour cela, un décalage statique de la suspension peut être effectué avec un dispositif de tarage initial du ressort (ce dispositif sera présenter au chapitre 5).

La raideur de la suspension a été conçue pour être linéaire dans la plage de débattement permise.

Le choix du fonctionnement de l'actionneur aussi bien en amortisseur (génératrice) qu'en moteur impose une réversibilité complète de l'organe de transmission de mouvement pignon-crémaillère ainsi que du réducteur/multiplicateur. Nous verrons au chapitre 4 comment il est possible d'obtenir un engrenage qui respecte cette condition.

Les hypothèses supplémentaires sur la linéarité de l'actionneur sont les suivantes :

- rendement identique pour les deux sens de rotation (réducteur) ;
- rendement du moteur unitaire (pertes par effet Joule négligées,...).

La validité des hypothèses dépend des choix de conception. Elles seront étudiées dans le chapitre 5.

4.2.2 Description du modèle

La suspension est intercalée entre l'*embase* du siège, matérialisée par le solide de masse (M_s), et le *plancher* symbolisé par la position (y). Elle est composée de l'ensemble [masse-ressort-actionneur].

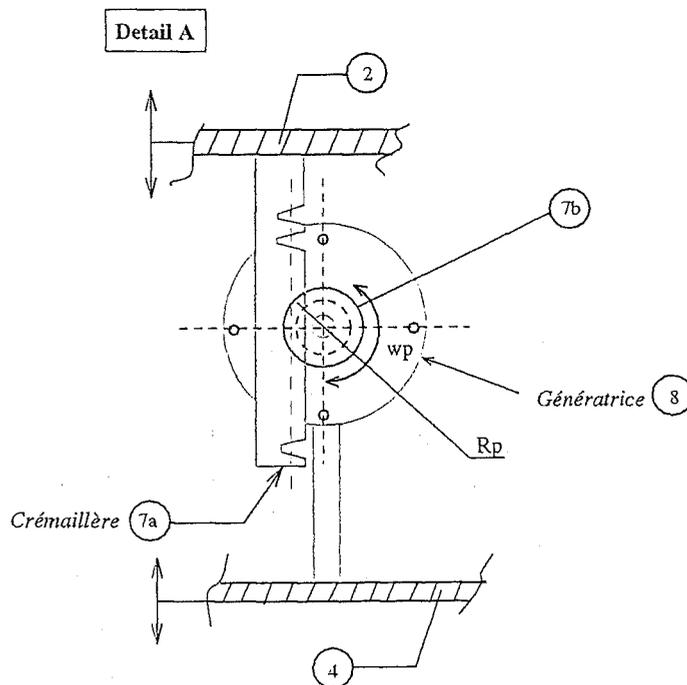


Fig. 4.2 - Schéma de l'engrenage {transmission/réduction} pignon-crémaillère

L'actionneur est constitué d'un moteur électrique à courant continu accouplé à un réducteur. Le réducteur joue le rôle d'amplificateur de vitesse ou de couple. Un engrenage pignon-crémaillère permet assure la transformation du mouvement de translation verticale

en rotation de l'actionneur ainsi que la transmission de puissance entre l'actionneur et le siège. La figure 4.2 présente une vue détaillée de l'engrenage.

Il est commode de rapporter le fonctionnement de l'actionneur à un espace [couple/vitesse] dit de « quatre quadrants » (cf. figure 4.3). Le quadrant (1) caractérise un fonctionnement « en moteur » dans le sens trigonométrique, le quadrant (3) dans le sens horaire ; dans ces deux cas, le couple électromécanique et la vitesse ont le même signe. Les quadrants (2) et (4) correspondent à des fonctionnements « de freinage » (générateur).

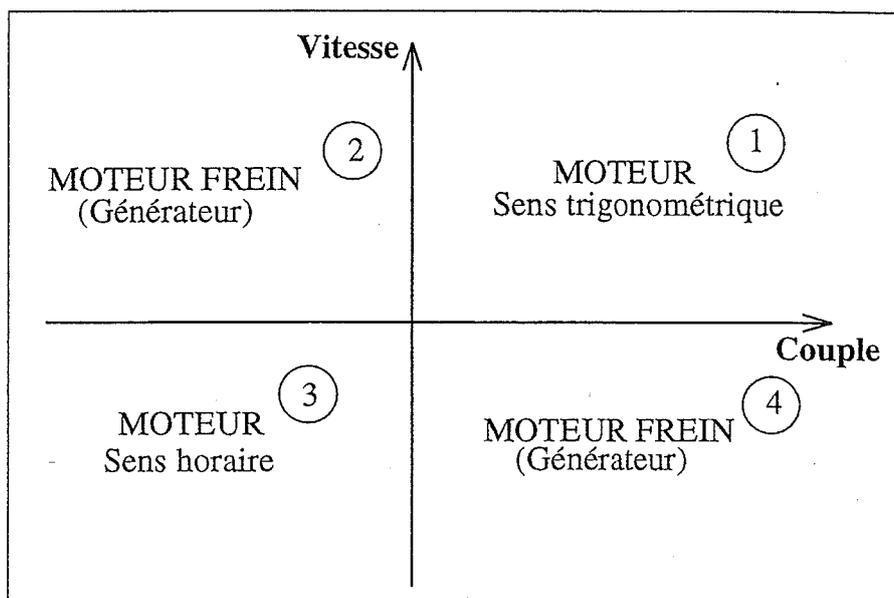


Fig. 4.3 – Fonctionnement de l'actionneur dans les quatre quadrants

La crémaillère (7a) est solidaire de l'embase du siège et le pignon du motoréducteur est solidaire du plancher.

Dans le cas du fonctionnement en génératrice, le motoréducteur est entraîné en rotation par le mouvement vertical du système et l'action de freinage est obtenue contrôle du courant d'induit. La variation de charge (ou de l'effort de freinage) de la génératrice est obtenue à l'aide d'un « rhéostat électronique » asservi en courant. Celui-ci est symbolisé par la résistance variable en série avec la résistance d'induit de la génératrice (cf. figure 4.1).

Dans le cas du fonctionnement en moteur, le courant nécessaire pour obtenir le couple désiré est fourni par une source de puissance externe. Dans notre application, une simple batterie identique à celle que l'on peut trouver dans un véhicule automobile convient. L'asservissement en l'effort pourra être réalisé avec le même régulateur que le rhéostat électronique.

Pour modéliser l'ensemble des frottements dans l'élément de suspension, un coefficient de frottement sec (C_f) est introduit.

$y(t)$ représente la perturbation du plancher, $x_1(t)$ la position de l'embase du siège et $x_2(t)$ la position du passager.

4.2.3 Mise en équations du système

Les équations différentielles qui régissent le mouvement du système découlent de l'écriture du principe fondamental de la dynamique. Les équations sont couplées aux équations électromécaniques de l'actionneur. On distingue alors deux groupes d'équations différentielles : les équations du système mécanique et les équations électriques.

Les notations utilisées dans l'écriture de l'ensemble des équations sont données par :

$$\begin{cases}
 u(t) & : \text{ tension induit génératrice/moteur} \\
 i(t) & : \text{ courant induit génératrice/moteur} \\
 C_{fg}(t) & : \text{ couple frein/moteur sur l'axe de la génératrice} \\
 e(t) & : \text{ force électromotrice (fem)} \\
 e'(t) & : \text{ force contre-électromotrice (fcem)} \\
 \omega_g(t) & : \text{ vitesse angulaire de la génératrice/moteur} \\
 R_g, L_g & : \text{ résistance, inductance d'induit de la génératrice/moteur} \\
 K_i = K_e & : \text{ constante de couple et constante fem} \\
 J_g & : \text{ inertie de la génératrice/moteur} \\
 c_{vg} & : \text{ coefficient frottement visqueux de la génératrice/moteur} \\
 \\
 J_r & : \text{ inertie d'entrée du réducteur} \\
 N_r & : \text{ rapport de multiplication } (N_r = \frac{1}{N} \text{ avec } N \text{ rapport de réduction}) \\
 c_{vr} & : \text{ coefficient frottement visqueux du réducteur} \\
 \rho_r & : \text{ rendement réducteur} \\
 \\
 \omega_p(t) & : \text{ vitesse angulaire du pignon} \\
 J_p & : \text{ inertie du pignon} \\
 c_{vp} & : \text{ coefficient de frottement visqueux pignon/crémaillère} \\
 \rho_p & : \text{ rendement pignon/crémaillère} \\
 R_p & : \text{ rayon primitif du pignon} \\
 \alpha & : \text{ angle de pression} \\
 C_{fp}(t) & : \text{ couple frein/moteur ramené au pignon} \\
 \\
 M_{ss} & : \text{ masse mobile de la suspension sans l'actionneur} \\
 M_t & : \text{ masse vue de la crémaillère dûe aux inerties de rotation} \\
 M_o & : \text{ masse du conducteur} \\
 M_s & : \text{ masse mobile de la suspension avec l'actionneur} \\
 F_{frein} & : \text{ effort frein/moteur ramené sur la crémaillère} \\
 C_v & : \text{ coefficient d'amortissement visqueux équivalent de la suspension}
 \end{cases}$$

Les équations du moteur électriques sont :

$$e(t) = R_g i(t) + L_g \frac{di(t)}{dt} + u(t) \quad (\text{cas de la génératrice}) \quad (4.1)$$

$$u(t) = e'(t) + R_g i(t) + L_g \frac{di(t)}{dt} \quad (\text{cas du moteur}) \quad (4.2)$$

$$e(t) = K_e \omega_g(t) = e'(t) \quad (4.3)$$

$$C_{fg}(t) = K_i i(t) \quad (4.4)$$

La vitesse de l'arbre du moteur est régie par l'équation différentielle suivante :

$$J_t \frac{d\omega_g(t)}{dt} = -C_{fg}(t) - c_{vg} \omega_g(t) \quad (4.5)$$

Les équations du mouvement du siège sont :

$$M_s \ddot{x}_1(t) = -K_s [x_1(t) - y(t)] - C_v [\dot{x}_1(t) - \dot{y}(t)] - F(t) - F_{Coulomb}(t, \dot{x}_1 - \dot{y}) \\ - K_m [x_1(t) - x_2(t)] - C_m [\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)] \quad (4.6)$$

$$M_o \ddot{x}_2(t) = -K_m [x_2(t) - x_1(t)] - C_m [\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)] \quad (4.7)$$

La vitesse de l'arbre du moteur est liée à celle du pignon par l'équation suivante :

$$\omega_g(t) = N_r \omega_p(t) \quad (4.8)$$

Le couple ramené sur le pignon est :

$$C_{fp}(t) = \frac{N_r C_{fg}(t)}{\rho_r} \quad (4.9)$$

L'effort sur la crémaillère est alors :

$$F(t) = \frac{C_{fp}}{R_p \rho_p} \cos(\alpha) \quad (4.10)$$

L'équation de couplage entre la vitesse relative de la suspension et la vitesse de rotation du pignon est :

$$\omega_p(t) = \frac{[\dot{x}_1(t) \dot{y}(t)]}{R_p} = \frac{V_{rel}(t)}{R_p} \quad (4.11)$$

Le coefficient d'amortissement visqueux C_v équivalent de la suspension est déterminé à partir des coefficients d'amortissement visqueux du moteur, du réducteur et du pignon :

$$C_v = \frac{c_{vp} + N_r^2 (c_{vg} + c_{vr})}{R_p} \quad (4.12)$$

Le frottement sec dans la suspension est modélisé à l'aide d'une loi de Coulomb. Cette loi est suffisante pour rendre compte des phénomènes d'hystérésis dans le système. Ceci sera vérifié au chapitre 5. La loi est la suivante :

$$F_{Coulomb}(t, \dot{x}_1 - \dot{y}) = C_f [\text{signe}(\dot{x}_1 - \dot{y})] \quad (4.13)$$

Le mouvement du siège est déterminé à l'aide des deux équations différentielles (4.6) et (4.7), de l'équation différentielle du moteur électrique (4.2) et l'équation différentielle de couplage (4.5) permettant de tenir compte des inerties de rotation.

Cette dernière peut être supprimée. Le problème ne comporte plus alors que trois équations différentielles au lieu de quatre. Pour cela, il est nécessaire de traduire les caractéristiques de l'actionneur (couple, moment d'inertie, vitesse et accélération du motoréducteur) en éléments correspondants, ramenés directement sur la crémaillère, c'est à dire en éléments équivalents pour un mouvement de translation ([65]). Cette transformation se fait de la manière suivante :

- on détermine les couples en écrivant, qu'au rendement près, les puissances à développer au niveau de la charge et au niveau de l'embase du siège sont identiques : équations (4.9) pour le réducteur et (4.10) pour la conversion de mouvement linéaire en mouvement de rotation. La vitesse de rotation du pignon est liée à la vitesse linéaire de la crémaillère par la relation (4.11) et à celle du moteur par la relation (4.8)
- on détermine les moments d'inertie en écrivant qu'au niveau de la charge, comme au niveau de l'embase du siège, les forces vives sont identiques. Pour la conversion des mouvements de rotation de l'ensemble [moteur-réducteur-pignon], la relation traduisant l'égalité des forces vives est :

$$J_t \omega_p^2 = J_r \omega_r^2 = J_g \omega_g^2 \quad (4.14)$$

En appliquant cette relation, on obtient l'équation :

$$J_t = J_p + (J_g + J_r) \cdot N_r^2 \quad \mapsto \text{éléments ramenés au pignon} \quad (4.15)$$

Pour la conversion du mouvement de rotation en mouvement linéaire, l'égalité des forces vives est :

$$J_t \omega_p^2 = M_t V_t^2 \quad (4.16)$$

avec V_t la vitesse linéaire de la crémaillère. Par application de cette relation, la masse M_t , animée de la vitesse V_t correspondant au moment d'inertie J_t ramené au pignon, est donnée par :

$$M_t = \frac{J_t}{R_p^2} \quad \mapsto \text{éléments ramenés à la crémaillère} \quad (4.17)$$

La masse mobile M_s de la suspension est donc augmentée de la masse due aux inerties de rotation de l'actionneur. On a alors :

$$M_s = M_{s_s} + M_t \quad (4.18)$$

Une représentation synthétique et très utile pour mettre en évidence les couplages électriques et mécaniques, est le schéma bloc. Après application de la transformée de Laplace et en supposant les conditions initiales nulles, le système d'équations différentielles conduit au schéma bloc du modèle représenté sur la figure 4.4. Il fait apparaître trois sous-systèmes :

1. le bloc *Actionneur* qui comprend le système pignon-crémaillère, le moto-réducteur et sa boucle d'asservissement en courant ;

2. Le bloc *Suspension* qui comprend la suspension du siège proprement dite ;
3. Le bloc *Siège* qui comprend la mousse de l'assise et le conducteur.

Il permet de mettre en évidence les couplages électriques et mécaniques entre les différents sous-systèmes et les interactions qui existent entre les signaux $U(s)$ et $Y(s)$ s'appliquant aux deux entrées du processus et les deux sorties $X_1(s)$ et $X_2(s)$. La boucle d'asservissement de courant permet de maîtriser le couple dans l'actionneur suivant une consigne C_i issue de l'algorithme de commande. Cette partie sera étudiée dans la suite du chapitre.

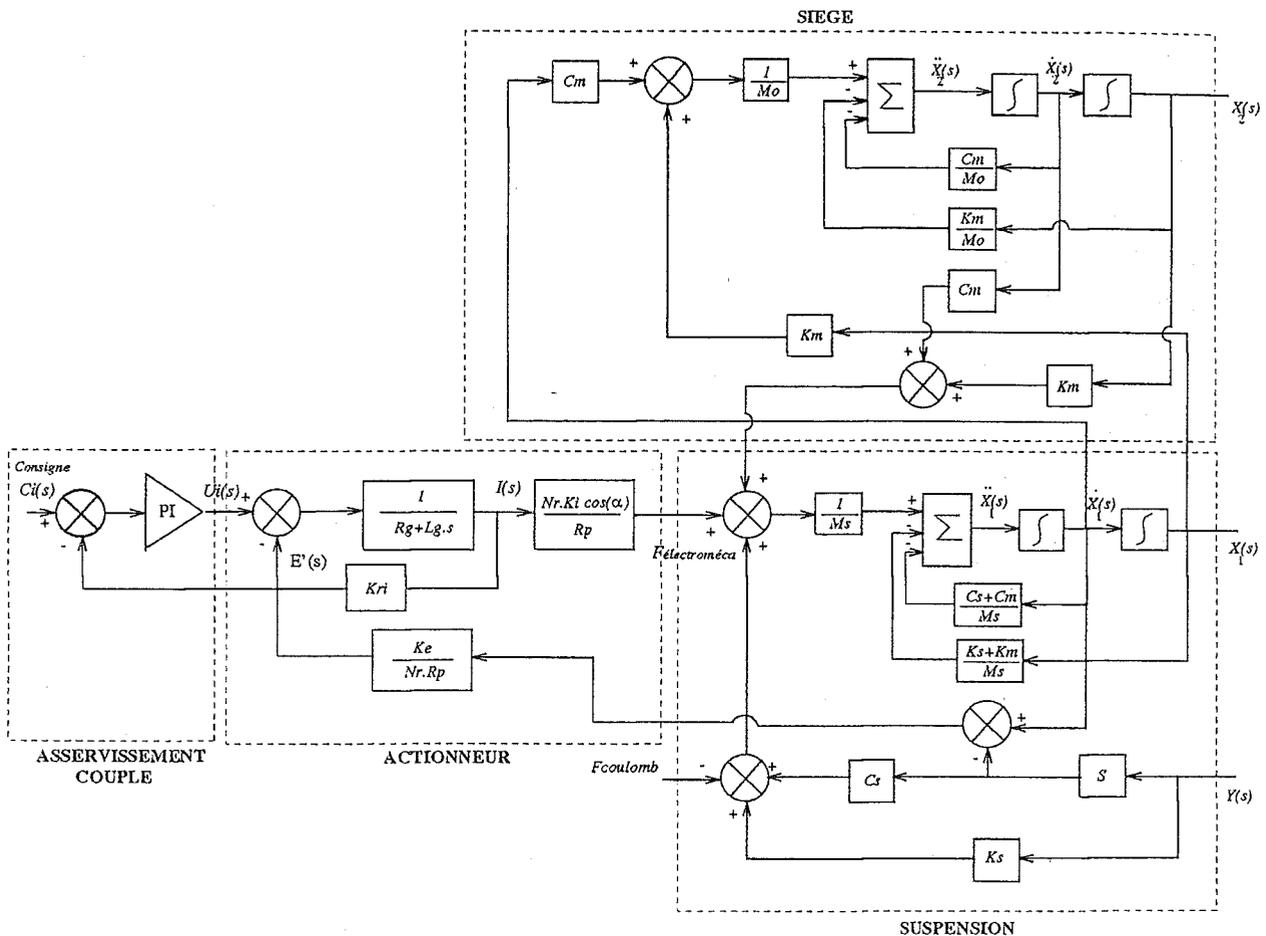


Fig. 4.4 - Schéma bloc du modèle

Remarque importante :

L'angle de pression α est l'angle de la droite d'action avec la tangente en I au cercle primitif du pignon et de la droite de référence de la crémaillère (cf. figure 4.5). La ligne d'action est la normale commune à deux profils de dents conjuguées en leur point de contact I. Dans le cas idéal d'absence de frottement, c'est le lieu des efforts qui s'exercent sur la denture.

L'effort qui agit sur l'embase du siège est la projection de l'effort de denture sur la ligne

de référence de la crémaillère et est donné par l'équation :

$$F_{frein} = F_{fp} \cos(\alpha) \quad (4.19)$$

Pour une denture normale, droite, l'angle de pression est égal à 20 degrés.

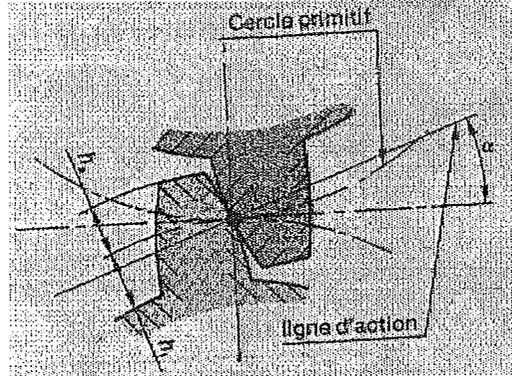


Fig. 4.5 – Engrenage de référence (d'après ([69]))

Dans le cas de l'engrènement avec frottement, la force de frottement est tangentielle aux profils de denture. Le rendement d'engrènement est directement proportionnel au rapport de réduction de l'engrenage et donc du nombre de dents du pignon. Cet aspect sera étudié au chapitre 5. Nous verrons comment optimiser l'engrènement.

4.2.4 Les paramètres du modèle

4.2.4.1 Les paramètres de l'actionneur

Pour les deux cas de fonctionnement de l'actionneur, une bonne efficacité de la suspension active du siège est obtenue en choisissant judicieusement les grandeurs caractéristiques du motoréducteur. Dans ces deux cas, Le système doit être convenablement dimensionné : en « moteur frein » (la génératrice) et en actionneur (moteur). Par hypothèse, le système étant réversible, la loi couple/vitesse obtenue dans le cas d'un fonctionnement en génératrice est la même que dans le cas moteur.

Dans le cas de la génératrice, l'actionneur peut être considéré comme un amortisseur visqueux où l'effort de freinage engendré par le mouvement de la suspension est proportionnel à la vitesse de sollicitation (V_{rel}), tel que :

$$F_{frein}(t) = C_s V_{rel} \quad (4.20)$$

On peut alors exprimer la valeur de la viscosité (C_s) de l'amortisseur en fonction des paramètres électromécaniques du système. Le couple de freinage dans la génératrice s'écrit :

$$C f_g(t) = K_i i(t) \quad (4.21)$$

Le courant dans l'induit est solution de l'équation différentielle :

$$i(t) + \frac{L_g}{R_g} \frac{di(t)}{dt} = \frac{e(t)}{R_g} \quad (4.22)$$

avec

$$e(t) = K_e \omega_g(t) = \frac{K_e N_r}{R_p} V_{rel}(t) \quad (4.23)$$

Généralement, l'inductance (L_g) peut être négligée du fait de la très petite constante de temps électrique ($\tau_{elec} = \frac{L}{R}$) environ mille fois plus petite que la constante de temps mécanique du système ($\tau_{meca} = \frac{1}{F_o} \simeq 0.5 \text{ sec}$). La constante de temps mécanique est prise égale à la fréquence propre du mode propre de suspension (typiquement 2 Hz), en négligeant le 2^e mode de la masse.

Ainsi, dans la suite des calculs, le courant sera supposé s'établir instantanément sans aucune dynamique.

Après simplification, l'expression du courant devient :

$$i(t) = \frac{e(t)}{R_g} = \frac{K_e N_r}{R_p R_g} V_{rel}(t) \quad (4.24)$$

En appliquant le couple de freinage sur la crémaillère, on peut écrire :

$$F_{frein}(t) = \left(\frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 R_g} \right) V_{rel}(t) \quad (4.25)$$

Le coefficient maximal d'amortissement est donc :

$$C_{s_{max}} = \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 R_g} \quad (4.26)$$

Cette expression fait clairement apparaître le couplage des paramètres électriques et mécaniques. Pour un moteur donné, le calcul de la chaîne cinématique (réducteur, pignon-crémaillère) permet d'obtenir la valeur de $C_{s_{max}}$ souhaitée. Les caractéristiques maximales d'utilisation doivent être bien évidemment respectées (vitesse et couple à l'entrée du réducteur).

L'obtention d'une valeur élevée de (C_s) requiert un fort rapport de multiplication et un faible rayon de pignon (R_p). Les limites physiques pour les valeurs de ces paramètres dépend de la technologie utilisée. Pour les réducteurs à trains d'engrenages à axes parallèles, à partir d'un certain rapport de multiplication, les rendements deviennent médiocres et le réducteur peut devenir irréversible. Par contre, l'utilisation de réducteurs à trains épicycloïdaux permet d'obtenir des rendements excellents, même avec des facteurs de réduction importants.

On voit alors que le choix du réducteur/multiplicateur est très important. Cet organe doit être optimisé afin de fournir le meilleur compromis rendement/rapport de réduction. Il devra faire l'objet d'une étude particulière qui sera présentée au chapitre 5.

L'inertie ajoutée au système (J_t), par le motoréducteur, est proportionnelle au carré de (N_r) et inversement proportionnelle au carré de (R_p). La constante de temps électromécanique de l'actionneur (τ_{em}) est fonction de (J_t) telle que (en négligeant le frottement) :

$$\tau_{em} = \frac{J_t R_g}{K_i K_e} \quad (4.27)$$

(τ_{em}) définit l'accélération du rotor à vide. Elle ne doit pas être trop élevée si l'on veut garantir un temps de montée en vitesse acceptable. On comprend alors qu'il sera intéressant de choisir un motoréducteur avec une faible inertie. De même, une faible résistance d'induit permet de diminuer τ_{em} tout en augmentant la valeur de $C_{s_{max}}$.

L'actionneur utilisé dans le prototype est un produit du commerce, choisi parmi le catalogue d'un fabricant de petits moteurs électriques à courant continu. L'actionneur a été choisi en optimisant le coefficient d'amortissement maximale $C_{s_{max}}$ et l'inertie J_t .

Une étude paramétrique, par simulation numérique avec le modèle, a permis de faire le optimal entre plusieurs modèles de caractéristiques différentes. L'actionneur est donc optimisé pour obtenir le maximum d'efficacité sur l'isolation du siège.

Les valeurs finales des paramètres de l'actionneur sont réunies dans le tableau 4.1. L'actionneur choisi permet d'obtenir une valeur de $C_{s_{max}}$ proche de 3300 Ns/m. ; le taux d'amortissement du système peut alors atteindre une valeur supérieure à 2.

4.2.4.2 Les autres paramètres du modèle

Les paramètres du modèle sont regroupés dans le tableau 4.1.

Les paramètres de la mousse d'assise sont identifiés avec une réponse en fréquence mesurée sur un siège chargé d'un conformateur normalisé de 63 kg (cf. chapitre 2).

Les valeurs indiquées dans le tableau concernant la suspension sont les valeurs réelles identifiées sur le prototype à partir d'essais sur banc. Le modèle présenté est celui du prototype qui sera développé dans le chapitre 5. Certains paramètres peuvent être difficilement maîtrisés comme la raideur et l'amortissement de la mousse, et difficilement évités comme les frottements, sans surcoût inacceptable dans une application automobile.

La valeur théorique de la raideur de suspension désirée est égale à $0.6 \cdot 10^4$ N/m. La valeur effectivement obtenue sur le prototype est $0.68 \cdot 10^4$ N/m. Cette raideur permet d'obtenir un mode de suspension inférieur à 2 Hz. Le modèle est donc très proche du prototype ; il simule le comportement dynamique du système le plus proche possible du système réel.

Il est bien sûr possible de choisir entre plusieurs valeurs de raideurs K_s . Nous verrons qu'il suffit alors d'interchanger les ressorts de traction du dispositif de raideur.

Siège	
Masse du conducteur, M_o (kg)	63
Raideur de la mousse d'assise, K_m (N/m)	50000
Coefficient d'amortissement de la mousse, C_m (Ns/m)	930
Suspension	
Masse mobile de la suspension, M_{ss} (kg)	10
Raideur de la suspension, K_s (N/m)	6880
Coefficient de frottement sec, C_f (N)	95
Coefficient d'amortissement visqueux équivalent, C_v (Ns/m)	90
Course maxi de la suspension, Deb (m)	± 0.025
Actionneur	
Rapport de multiplication, N_r	17.4
Rendement du réducteur, ρ_r	0.75
Rayon du pignon, R_p (m)	0.01
Rendement engrenage pignon/crémaillère, ρ_p	1
Angle de pression, α (deg)	20
Inertie du réducteur, J_r (kg.m ²)	$20 \cdot 10^{-7}$
Inertie moteur, J_g (kg.m ²)	$71.4 \cdot 10^{-7}$
Masse ajoutée due à l'inertie en rotation, M_t (kg)	25
Inductance d'induit, L_g (H)	$0.4 \cdot 10^{-3}$
Résistance d'induit, R_g (Ω)	2.2
Constante de couple, K_i (N.m/A)	0.0497
Constante de fem/fcem, K_e (V/rad.s ⁻¹)	0.0497

Tab. 4.1 – Paramètres du modèle

4.3 Lois de commandes et simulations

4.3.1 Choix des lois de commande

Différentes stratégies de commande ont été envisagées. Elles sont regroupées en deux grandes classes : dissipatives et actives. L'étude théorique des lois de commandes valables pour des systèmes à 1 degré de liberté a montré qu'une loi par retour d'état linéaire complet (commande optimale) n'était pas nécessaire et qu'une loi dissipative permettait d'obtenir des performances très proches de celles d'une commande optimale ([75], [108],[3]) .

L'analyse d'un isolateur à un degré de liberté a montré les limites de l'amortisseur passif sur les performances du confort. Un amortisseur à coefficient d'amortissement variable permet de résoudre le problème du compromis du choix de (C_s). On parle alors d'amortissement actif ou d'amortisseur semi-actif, ou encore d'amortisseur piloté. L'énergie dissipée dans le système est modulée selon une loi de commande prédéfinie.

L'amortisseur semi-actif présente aussi l'intérêt de pouvoir être réalisé à partir d'amortisseurs conventionnels. Par exemple, on peut utiliser un amortisseur hydraulique muni d'une servo-valve qui contrôle le débit d'huile à travers une restriction ([87],[46],[26]).

Il existe plusieurs types de commandes appliquées au concept d'amortissement actif ([12],[11],[82]). Dans une première approche, nous avons choisies de mettre en œuvre une commande par retour d'état en vitesse absolue appelée commande « skyhook » ([27]). Les raisons de ce choix sont d'une part, sa simplicité de mise en œuvre, et, d'autre part les performances théoriques obtenues : elles sont très proches des commandes purement actives et bien supérieures à un amortisseur passif conventionnel ([63],[59],[21],[109]).

Dans une deuxième approche, une commande active par retour d'état a été étudiée. L'intérêt de cette commande sera décrite par la suite. La propriété de « réversibilité » de l'actionneur permet d'envisager l'étude d'une commande active et de vérifier ainsi, *a posteriori* sur le prototype, les avantages et les inconvénient des deux types de commande.

Nous allons maintenant analyser les performances des ces deux lois de commande sur l'isolation du siège.

4.3.2 Commande semi-active

4.3.2.1 Concept de l'amortisseur idéal « skyhook »

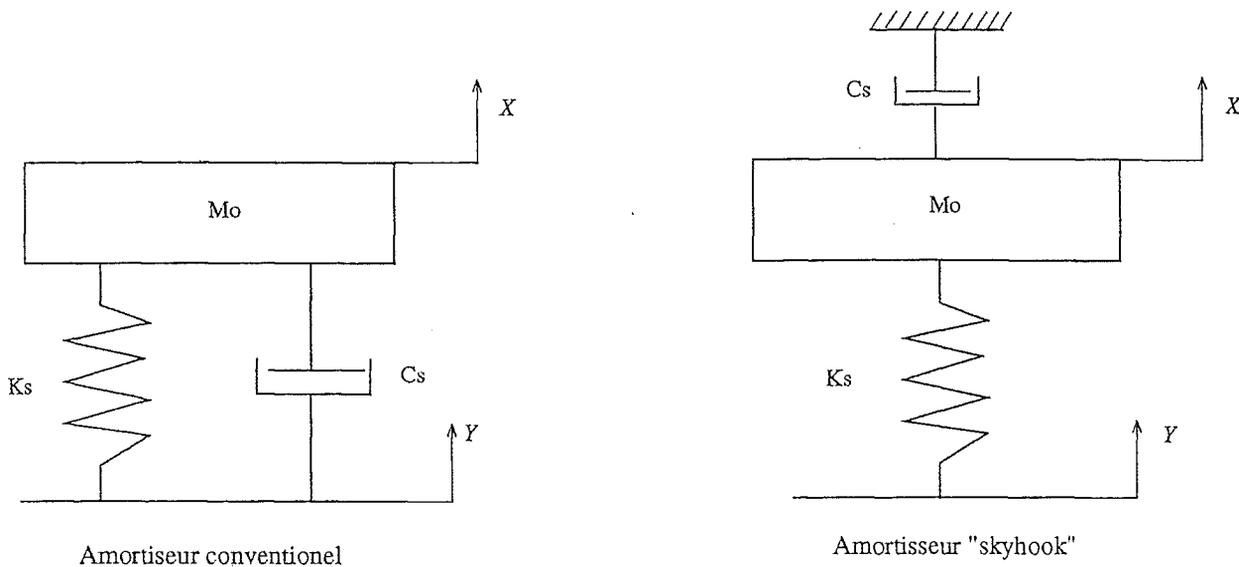


Fig. 4.6 – Amortisseur conventionnel et « skyhook »

Il est commode de présenter le principe de l'amortisseur skyhook par un oscillateur linéaire à 1 degré de liberté (cf. figure 4.6).

L'amortisseur n'est plus inséré entre la perturbation du plancher et la masse mais entre celle-ci et une référence fixe : ce principe est appelé amortisseur skyhook ([63]). L'effort délivré dans l'amortisseur est proportionnel à la vitesse absolue de la masse. L'équation du

mouvement de l'oscillateur est :

$$M_s \ddot{X} = -C_s \dot{X} - K_s(X - Y) \quad (4.28)$$

Les trois fonctions de transfert caractéristiques de l'isolation du système sont :

$$\begin{cases} H_{\left(\frac{X}{Y}\right)} &= \frac{\omega_o^2}{\omega_o^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_o\omega} \\ H_{\left(\frac{X-Y}{Y}\right)} &= \left(\frac{\omega_o^2 - 2j\xi\omega_o\omega}{\omega_o^2}\right) H_{\left(\frac{X}{Y}\right)} \\ H_{\left(\frac{\ddot{X}}{Y}\right)} &= -\omega^2 H_{\left(\frac{X}{Y}\right)} \end{cases} \quad (4.29)$$

Afin de comparer les performances entre l'amortisseur skyhook et le conventionnel, on calcule les fonctions de transfert correspondantes aux deux configurations (amortisseur conventionnel et skyhook). Le module de la transmissibilité, pour différentes valeurs du taux d'amortissement ξ , est présenté figure 4.7.

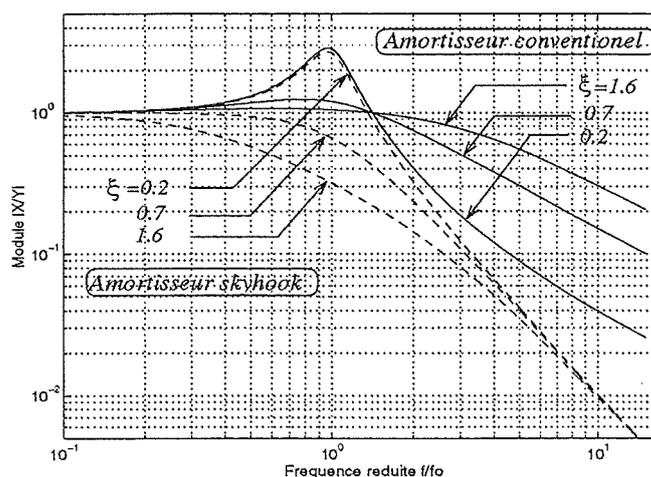


Fig. 4.7 - Fonction de transfert $|H_{\left(\frac{X}{Y}\right)}|$

La fréquence de résonance du système (f_o) et le taux d'amortissement ξ du système s'écrivent :

$$F_o = \sqrt{\frac{K_s}{M_o}} \quad (4.30)$$

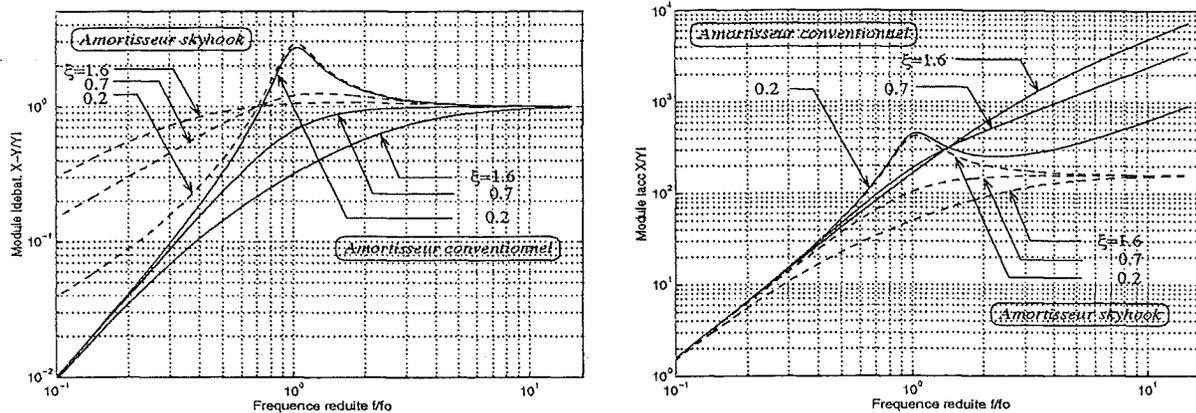
$$\xi = \frac{C_s}{2M_s\omega_o} \quad (4.31)$$

Pour les deux cas, $|H_{\left(\frac{X}{Y}\right)}|$ présente une forte amplification à la résonance pour une faible valeur de ξ . Au delà de la fréquence de coupure, les deux amortisseurs atténuent la perturbation mais dans des proportions différentes. Le comportement du système tend vers une asymptote lorsque $f/f_o > 10$ qui est une droite de pente égale à 20 dB/décade pour l'amortisseur conventionnel et 40 dB/décade pour l'amortisseur skyhook.

L'atténuation de la réponse à la résonance, pour l'amortisseur conventionnel, est obtenue au prix d'une dégradation de l'isolation à haute fréquence. À haute fréquence, l'amortisseur conventionnel raidit le système alors qu'une suspension souple est nécessaire.

Sur la figure 4.8, on a représenté les modules des fonctions de transfert $H_{(\frac{x-y}{y})}$ et $H_{(\frac{\ddot{x}}{y})}$. L'amortisseur skyhook présente une amplitude du débattement plus grande à basse fréquence et autour de la résonance que l'amortisseur conventionnel. Ceci peut être gênant dans le cas où le guide cinématique est limité en course (risque de mise en butée augmentée).

Dans le cas de l'amortisseur skyhook, l'accélération transmise au delà de la fréquence de coupure est nettement inférieure à celle du système muni de l'amortisseur conventionnel. Un système actif dont la consigne d'effort est celle de l'amortisseur skyhook présente donc la meilleure combinaison pour atténuer l'accélération à la résonance et à haute fréquence.



(a) Fonction de transfert $|H_{(\frac{x-y}{y})}|$

(b) Fonction de transfert $|H_{(\frac{\ddot{x}}{y})}|$

Fig. 4.8 – Comparaison des fonctions de transfert (amortisseur passif conventionnel et skyhook)

D'un point de vue pratique, il est difficile de reproduire le concept de l'amortisseur skyhook dans le cas de la suspension de siège. En effet, sur un véhicule en mouvement, il est impossible d'obtenir une référence fixe pour l'amortisseur. Malgré cette contrainte, il est possible d'obtenir un système qui présente la simplicité d'un amortisseur passif conventionnel avec des performances très proches de l'amortisseur skyhook. C'est ce que l'on appelle « l'amortisseur semi-actif » ou « l'amortisseur piloté ».

4.3.2.2 L'amortisseur semi-actif

On désire réaliser l'effort obtenu par un amortisseur skyhook avec un amortisseur utilisé dans une configuration conventionnelle. L'effort de consigne est donc :

$$U(t) = Cs\dot{X}(t) \quad (4.32)$$

L'amortisseur passif conventionnel délivre un effort tel que :

$$F_a = C (\dot{X}(t) - \dot{Y}(t)) \quad (4.33)$$

Dans ce cas, l'effort délivré par l'amortisseur skyhook ne peut plus être réalisé par un élément passif. On suppose alors que le coefficient d'amortissement (C) dans l'amortisseur est variable et qu'il est capable de générer l'effort $U(t)$ si

$$U(t) (\dot{X}(t) - \dot{Y}(t)) \geq 0 \quad (4.34)$$

c'est à dire que la puissance associée à l'effort de consigne de l'amortisseur skyhook est dissipative. L'amortisseur réalise l'effort de consigne $U(t)$ si le signe de la vitesse relative dans l'amortisseur est identique à celui de la vitesse absolue ; dans le cas contraire, l'amortisseur doit générer un effort de signe opposé à la vitesse relative, ce qui est impossible sans fournir de l'énergie au système. Durant cette dernière phase de fonctionnement, on ne génère pas d'effort dans l'amortisseur. L'amortisseur semi-actif réalise l'effort de consigne skyhook uniquement lors des phases dissipatives.

Les phases de fonctionnement de l'amortisseur semi-actif sont :

$$\begin{cases} \text{si } (\dot{X}(t) - \dot{Y}(t)) \dot{X}(t) > 0 & \text{alors } F_{sa}(t) = U(t) & \text{(a)} \\ \text{si } (\dot{X}(t) - \dot{Y}(t)) \dot{X}(t) < 0 & \text{alors } F_{sa}(t) = 0 & \text{(b)} \end{cases} \quad (4.35)$$

$U(t)$ est l'effort désiré dans l'amortisseur semi-actif. L'effort réalisé dans le cas (a) est :

$$F_{sa}(t) = C_{sa}(t) (\dot{X}(t) - \dot{Y}(t)) \quad (4.36)$$

$C_{sa}(t)$ est la valeur du coefficient d'amortissement de l'amortisseur utile pour obtenir $U(t)$. $C_{sa}(t)$ varie au cours du temps pour satisfaire l'équation (4.35). En tenant compte des limitations physiques de l'amortisseur semi-actif, le coefficient d'amortissement est donné par la relation :

$$\begin{cases} C_{sa}(t) = \frac{U(t)}{\dot{X}(t) - \dot{Y}(t)} \\ C_{min} \leq C_{sa} \leq C_{max} \end{cases} \quad (4.37)$$

L'effort d'amortissement est donc contrôlé par modulation du coefficient d'amortissement, indépendamment de la vitesse relative dans l'amortisseur, selon la loi non-linéaire (4.35).

Si $U(t)$ est supérieur à l'effort maximum que peut fournir l'amortisseur semi-actif, C_{sa} est saturé et prend la valeur C_{max} . Dans la configuration (b), F_{sa} doit tendre vers 0 et C_{sa} prend la valeur C_{min} . L'effort dans l'amortisseur varie continuellement entre deux valeurs bornées comme l'illustre la figure 4.10.

L'amortisseur semi-actif peut prendre n'importe quelle valeur entre C_{min} et C_{max} ; l'effort délivré par l'amortisseur est proche de celui de l'amortisseur skyhook idéal. La contrainte

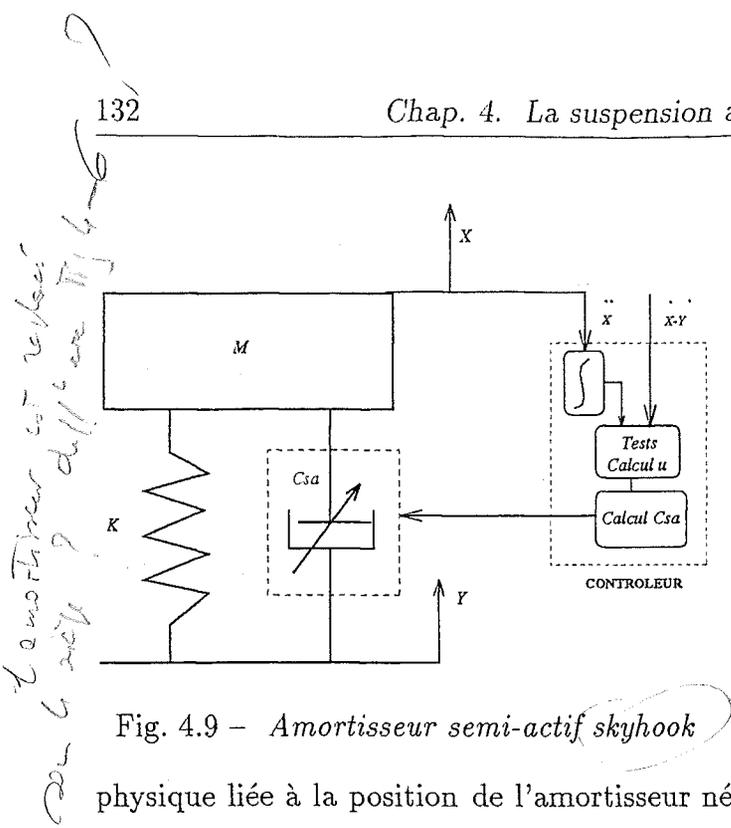


Fig. 4.9 - Amortisseur semi-actif skyhook

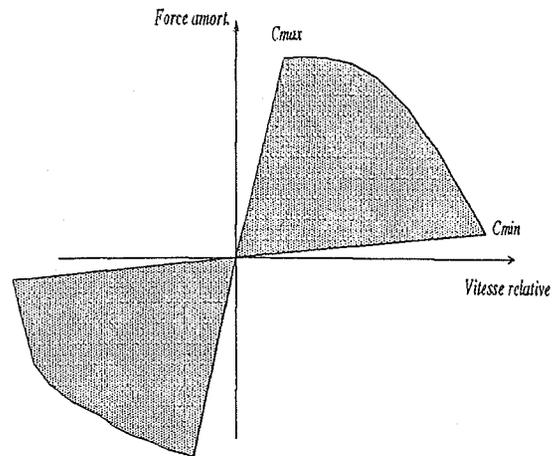


Fig. 4.10 - Loi effort/vitesse

physique liée à la position de l'amortisseur nécessite d'asservir correctement l'effort de la loi de commande skyhook.

Pour simplifier l'amortisseur semi-actif et s'affranchir de l'asservissement en effort, un amortisseur semi-actif à deux états peut être envisagé comme une variante de l'amortisseur continuellement variable ([64]). Cet amortisseur possède deux positions correspondant à deux valeurs de C_{sa} : une valeur minimale et une valeur maximale. L'amortisseur commute entre ces deux positions selon la même loi de commande (4.35) ; on appelle cette commande « on/off ». En choisissant un coefficient d'amortissement suffisamment important, il est possible de s'approcher des performances d'un amortisseur semi-actif à caractéristique continue : une atténuation des amplitudes à la fréquence de résonance et une bonne isolation dans les hautes fréquences. Malgré sa simplicité et ses performances supérieures à celle d'un amortisseur passif conventionnel, il demeure légèrement moins performant que le cas continu ([64],[82]).

Cependant, cette solution est particulièrement intéressante car elle ne nécessite pas d'asservir l'effort de l'amortisseur. C'est donc une approche moins complexe que le cas continu mais aussi moins performante.

Le schéma de principe de l'amortisseur semi-actif est représenté sur la figure 4.9. La commande de l'amortisseur semi-actif requiert deux informations : la vitesse relative de la suspension et la vitesse absolue de la masse. Cette dernière peut être obtenue en intégrant le signal d'un accéléromètre.

Dans beaucoup d'applications, la variation du coefficient d'amortissement est réalisée classiquement à l'aide d'un amortisseur hydraulique muni d'une servo-valve ([61],[21]).

Pour la suspension du siège, la génératrice munie du rhéostat électronique permet de réaliser un amortisseur électromécanique piloté présentant certains avantages. En effet, cette technologie n'est pas caractérisée par les non-linéarités intrinsèques des amortisseurs hydrauliques comme par exemple : l'hystérésis et la non symétrie de la loi [effort/vitesse], les frottements secs élevés sur la tige et le piston de l'amortisseur, la compressibilité du

fluide... ([14],[82]).

Dans le cas de la suspension de siège, le principe est identique. Les informations nécessaires pour générer la consigne sont la vitesse absolue de l'embase du siège (\dot{X}_1) et la vitesse relative de l'étage de suspension $V_{rel} = (\dot{X}_1 - \dot{Y})$. Le schéma bloc de la suspension semi-active du siège est représenté figure 4.11.

Pour les simulations numériques, nous supposons que l'effort de freinage s'établit instantanément et sans erreur statique grâce à un régulateur de courant de type PI. Dans le cas de la commande dissipative, celui-ci n'a pas d'influence sur la dynamique du système. Il sera étudié ultérieurement pour la commande active.

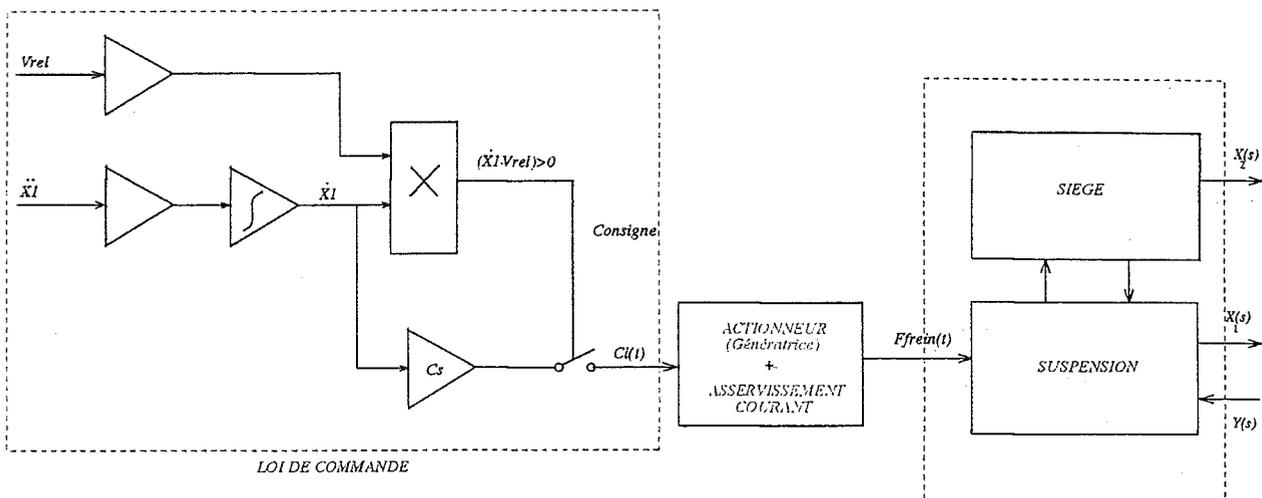


Fig. 4.11 – Schéma bloc de la suspension semi-active du siège

4.3.2.3 Simulations numériques

Les simulations sont effectuées avec le modèle de la suspension active de siège pour plusieurs types de signaux de perturbations. L'objectif est de déterminer les performances du système pour différentes formes d'excitations, typiques de celles rencontrées dans un véhicule automobile.

Les simulations sont réalisées dans le domaine temporel en intégrant les équations différentielles du système. À cause des non-linéarités du système et de la commande, un algorithme explicite à pas variable est utilisé. Cet algorithme prend un grand pas d'intégration lorsque la dynamique du système est lente et petit si des discontinuités apparaissent sur certaines variables (jeux, commutation de la commande, frottement sec...). La précision de l'intégration est fixée à 10^{-4} .

On désire obtenir la réponse du siège lorsqu'il est soumis à des excitations transitoires et stationnaires. Dans le cas transitoire, l'excitation est un échelon de perturbation schématisant le passage d'un obstacle par le véhicule. Dans le cas stationnaire, l'excitation est un signal aléatoire gaussien à moyenne nulle, caractérisé par sa densité spectrale de puissance.

Ce signal reproduit un signal de plancher d'automobile, pour un profil de route donné.

Les réponses en fréquences sont calculées à partir des réponses obtenues sur le système soumis à un signal d'excitation aléatoire. Par l'intermédiaire du calcul de la densité spectrale de puissance (Dsp), le contenu fréquentiel de chaque réponse permet d'apporter des informations utiles sur l'isolation du système.

Avant de présenter les résultats des simulations numériques dans le cas de la commande passive et semi-active, certains points doivent être explicités.

Génération des signaux aléatoires ([67]) :

La lecture du schéma bloc de la figure 4.4 montre que l'effort appliqué au système dépend de la position et de la vitesse de la perturbation $y(t)$. Une méthode analytique est utilisée pour générer ces deux signaux. On suppose que les signaux $y(t)$ et $\dot{y}(t)$ sont stationnaires et ergodiques, à moyenne nulle, avec des Dsp $S_{ii}(\omega)$ imposées.

La méthode est fondée sur certaines propriétés remarquables des signaux harmoniques. Si on considère le signal sinusoïdal défini par :

$$x_\phi(t) = a \sin(\omega t + \phi_1) \quad (4.38)$$

où ϕ_1 est un tirage aléatoire d'une même variable aléatoire ϕ de probabilité constante sur l'intervalle $[0, 2\pi]$, alors, en moyenne d'ensemble, c'est à dire sur toutes les réalisations de ϕ_1 , ce signal possède les propriétés suivantes :

$$S_{xx}(\omega) = \frac{a^2}{4} \quad \text{si } \omega = \omega_1 \quad (4.39)$$

$$S_{xx}(\omega) = 0 \quad \text{si } \omega \neq \omega_1 \quad (4.40)$$

Il est possible de montrer qu'en moyenne temporelle, ces propriétés sont toujours vérifiées (signaux ergodiques).

En appliquant le principe de décomposition en série trigonométrique, il vient :

$$x(t) = \sum_{k=1}^{Nf} a_k \sin(\omega_k t + \phi_k) \quad (4.41)$$

où ϕ_k a la même définition que précédemment et ω_k est égal à :

$$\omega_k = (k - 1/2)\Delta\omega \quad \text{avec } \Delta\omega = \frac{\omega_{max}}{Nf} \quad (4.42)$$

où $\Delta\omega$ est le pas en fréquence et Nf est le nombre de raies en fréquence du spectre de la Dsp. En utilisant les relations (4.39) et (4.40) on montre qu'en moyenne d'ensemble :

$$4\Delta\omega S^{\circ}xx(\omega_k) = a_k^2 \quad (4.43)$$

À l'aide de cette relation, il est possible de déterminer les coefficients de l'expression (4.41), de façon à ce que le signal généré ait une Dsp égale à $S^{\circ}xx(\omega)$.

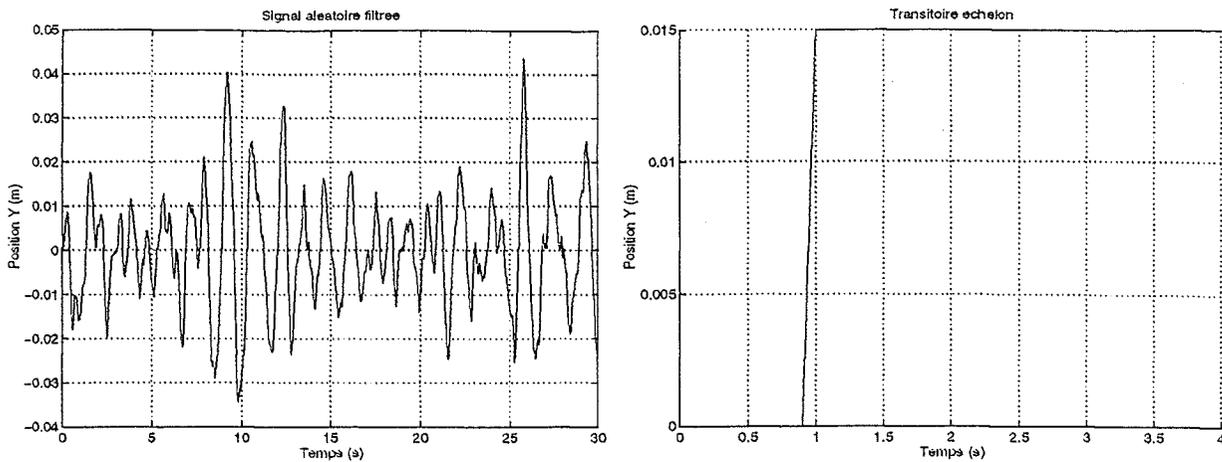


Fig. 4.12 - Signaux temporels d'excitation

4.3.2.3.1 Calcul des fonction de réponses en fréquence Afin d'évaluer l'efficacité de l'isolation de la suspension active sur le confort du siège, trois Frf caractéristiques ont été comparées sur la gamme de fréquence $[0, 10]$ Hz (cf. figure 4.13) : une Frf permettant d'analyser l'isolation du siège (figure 13(a)), une Frf donnant la réponse en débattement du système ((figure 13(b)) et une Frf représentant la transmissibilité de l'accélération au niveau du siège (figure 13(c)).

Les Frf de la suspension du siège amorti et non amorti (système sans amortisseur) sont superposées sur le même graphe. Elles sont représentées sur la plage de fréquence $[0, 10]$ Hz. Les simulations sont effectuées avec le même coefficient d'amortissement C_s pour la loi passive et semi-active ($C_s = 1200 \text{ Ns/m}$)

Nous montrons, à travers les réponses en fréquences obtenues sur le modèle, que l'isolation du siège est fortement améliorée par l'amortisseur semi-actif. De plus, ces réponses sont très proches de celles du modèle linéaire à un degré de liberté. Ceci est intéressant pour d'obtenir un modèle analytique relativement proche du système réel et optimiser la phase de conception.

La suspension amortie atténue fortement l'amplification du 1^{er} mode du système. Dans le cas de l'amortisseur semi-actif, le filtrage est plus important au delà de la fréquence de coupure : le comportement du système tend vers celui de la suspension non amortie (cf. figure 13(a) et 13(c)).

Par contre le débattement de la suspension obtenu avec l'amortisseur semi-actif est plus important que pour l'amortisseur passif. Le débattement reste cependant inférieur à l'amplitude de la perturbation et est bien atténué à la résonance (cf. figure 13(b)).

La Frf en accélération de la suspension semi-active du siège est aussi comparée à celle d'un siège sans suspension (cf. figure 13(c)) ; elle joue le rôle d'un véritable « filtre passe-bas paramétrable ». Conformément à l'amortisseur skyhook idéal, la suspension semi-active permet de contrôler l'amplification à la résonance (accélération et débattement) et d'augmenter le niveau d'isolation à haute fréquence par rapport à un amortisseur passif classique.

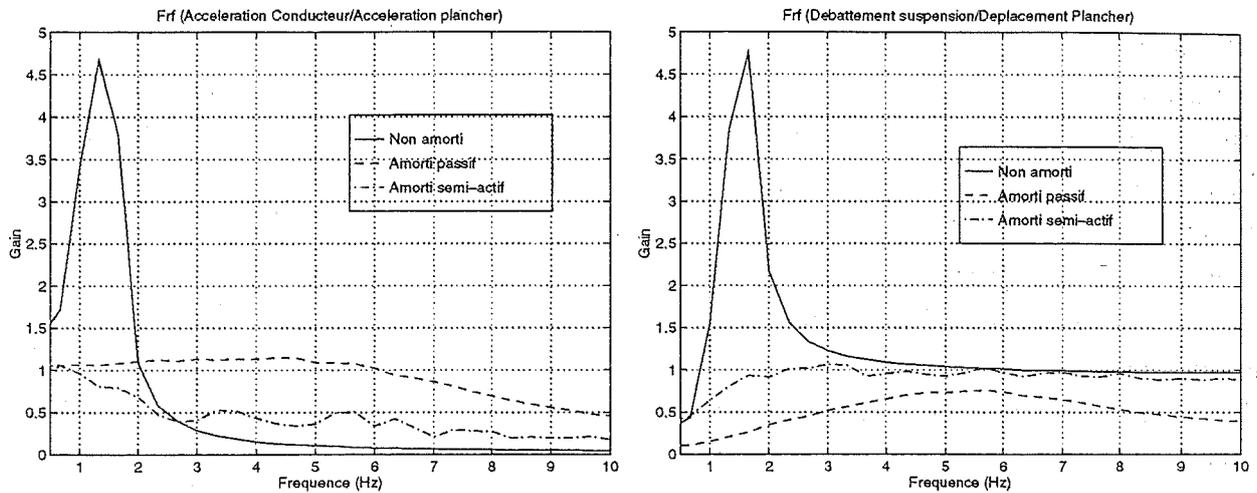
4.3.2.3.2 Calcul des Dsp et du taux d'atténuation Les Dsp des accélérations du système sont représentées en échelle logarithmique sur la figure 4.14. Elles sont calculées à partir des réponses temporelles simulées, en effectuant la moyenne sur dix échantillons.

L'efficacité de l'isolation apportée par la suspension du siège peut être évaluée avec le calcul du taux d'atténuation de l'accélération en fonction de la fréquence.

À partir des Dsp de l'accélération de l'excitation $\ddot{y}(t)$ et du conducteur $\ddot{x}_2(t)$, on détermine le pourcentage d'atténuation tel que :

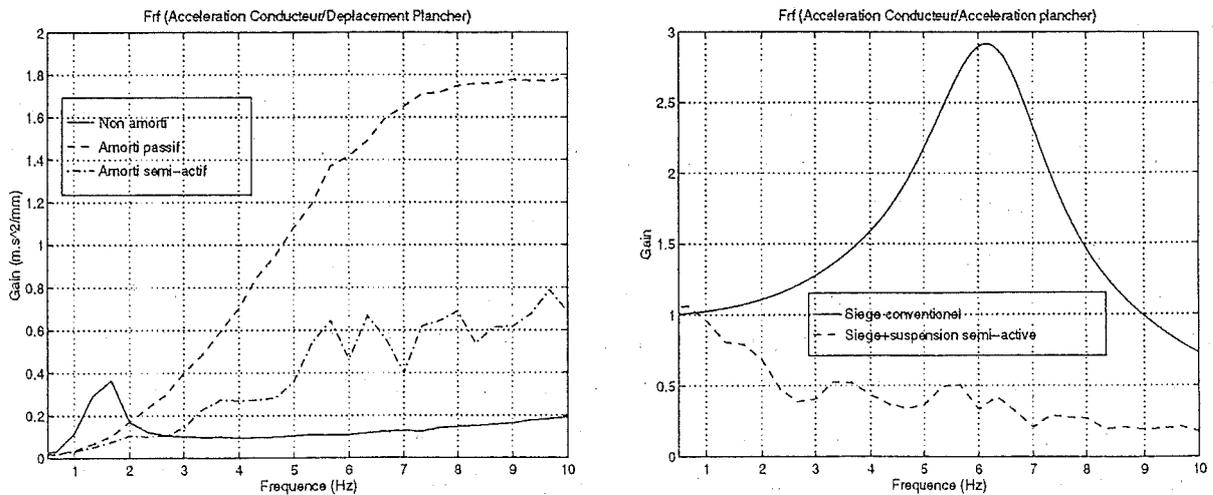
$$A_{acc} = \left(1 - \frac{Dsp_{\ddot{x}_2}}{Dsp_{\ddot{y}}} \right) \times 100 \quad (4.50)$$

Les calculs de A_{acc} pour les suspensions semi-active et passive sont représentés sur la figure



(a) transmissibilité accélération/accélération

(b) transmissibilité débattement/position



(c) transmissibilité accélération/position

(d) transmissibilité accélération/ accélération

Fig. 4.13 – Réponses en fréquence du siège suspendu et conventionnel

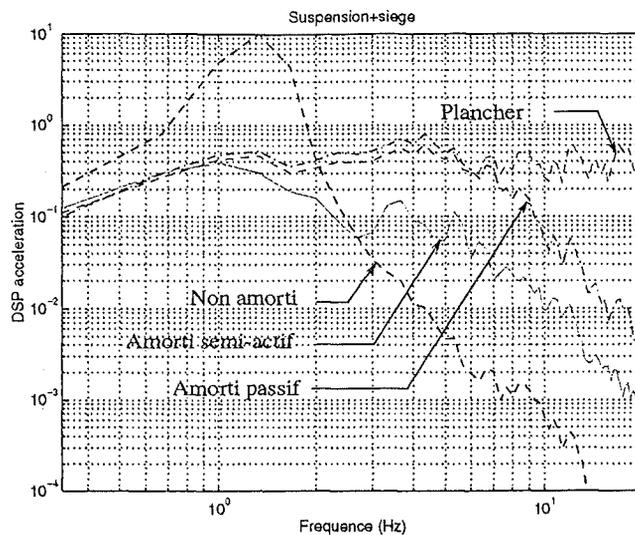


Fig. 4.14 - Densités spectrales du système ($m^2.s^{-4}/Hz$)

4.15. Si A_{acc} est négatif, le système amplifie la perturbation. Le taux d'atténuation obtenu avec la commande semi-active dans l'amortisseur est largement supérieur à celui de l'amortisseur passif. Ce dernier amplifie l'accélération dans la plage de fréquence $[0, 6]$ Hz alors que l'amortisseur semi-actif atténue la perturbation dès 1 Hz.

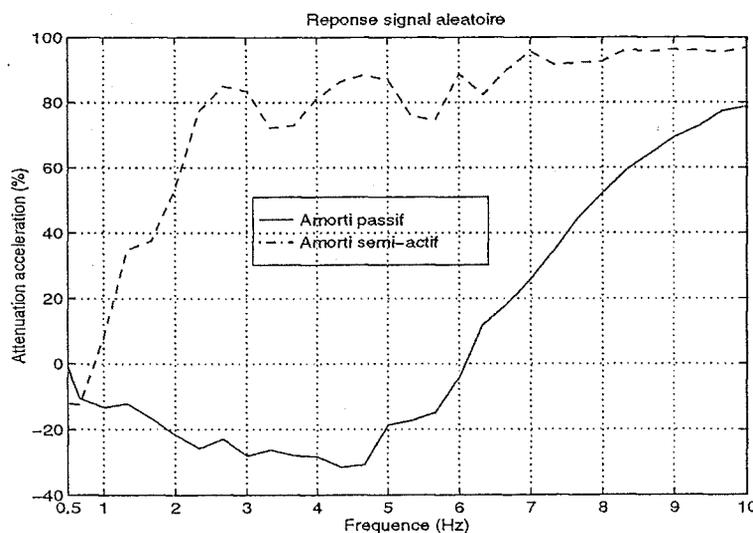


Fig. 4.15 - Atténuation de l'accélération plancher au niveau du siège en fonction de la fréquence (en %)

4.3.2.3.3 Réponses temporelles Les réponses temporelles simulées sont présentées sur les figures 4.16 à 4.19. La réponse de l'accélération du conducteur est calculée pour l'excitation transitoire et stationnaire aléatoire. Les résultats des simulations obtenues avec l'amortisseur passif et semi-actif sont comparés sur les mêmes graphes. Les débattements

du conducteur et de la suspension, pour l'excitation transitoire, sont représentés figures 4.18 et 4.19.

L'amortisseur semi-actif permet d'atteindre une meilleure atténuation de l'accélération qu'avec l'amortisseur passif: l'amplitude crête est divisée par un facteur 3 pour la réponse transitoire; l'écart type du signal d'accélération est divisé par 2 pour la réponse stationnaire.

Par contre, l'amortisseur passif diminue davantage l'amplitude des débattements. Ce résultat est confirmé par la réponse en fréquence de la figure 13(b) et la fonction de transfert de la figure 8(a). En effet, ces deux figures permettent de montrer l'amplification de la réponse en débattement, à basse fréquence, de l'amortisseur semi-actif skyhook. L'amplitude maximale du débattement est néanmoins inférieure aux amplitudes de la perturbation et de la demi-course de la suspension (pas de mise en butée).

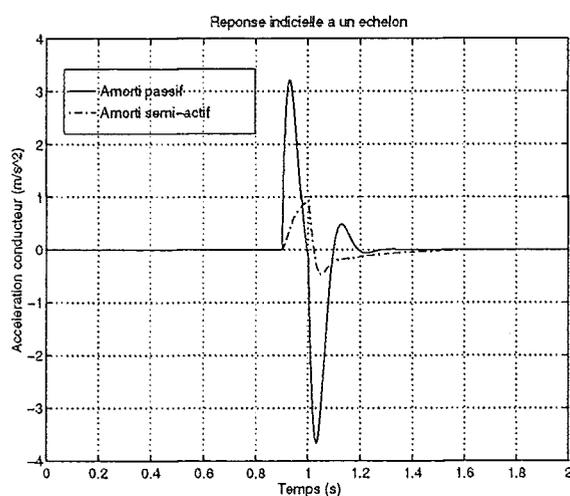


Fig. 4.16 - accélération siège ($m.s^{-2}$)

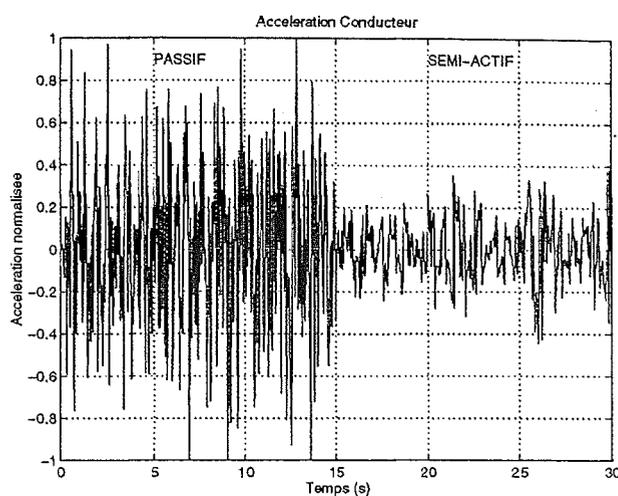


Fig. 4.17 - accélération siège ($m.s^{-2}$)

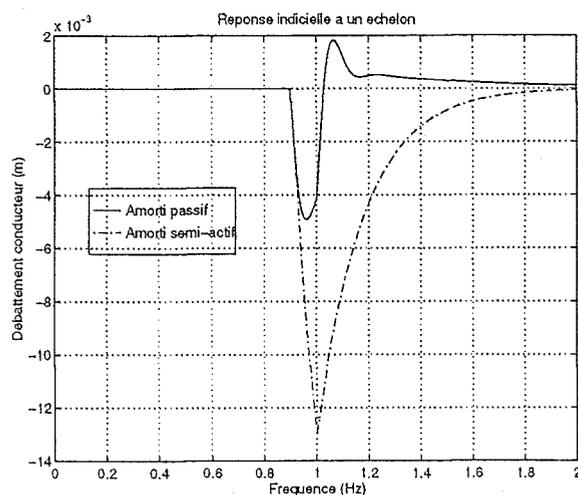


Fig. 4.18 - débattement conducteur (m)

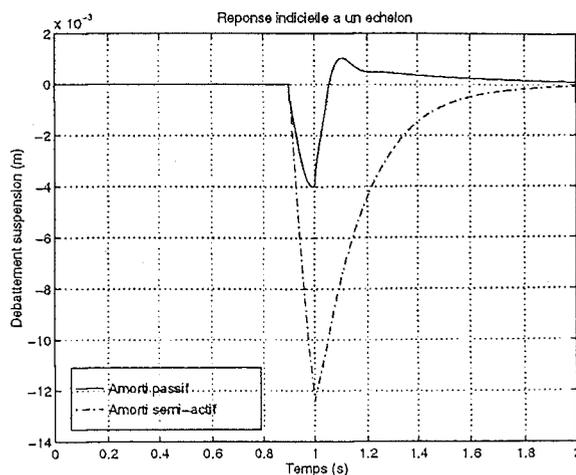


Fig. 4.19 - débattement suspension (m)

La connaissance des niveaux d'efforts dans l'amortisseur est importante pour le dimen-

sionnement de l'actionneur et des organes mécaniques de la suspension. L'effort d'amortissement dans l'actionneur est représenté figure 4.20 dans le cas de l'excitation aléatoire. L'effort maximum dans l'amortisseur passif est d'environ 300 N et 270 N pour le semi-actif (cf. figures 20(a) et 20(b)). On peut remarquer sur la figure 20(b) les phases de commutations de la commande semi-active où l'effort de consigne est nul (si $(\dot{X}(t) - \dot{Y}(t)) \dot{X}(t) > 0$).

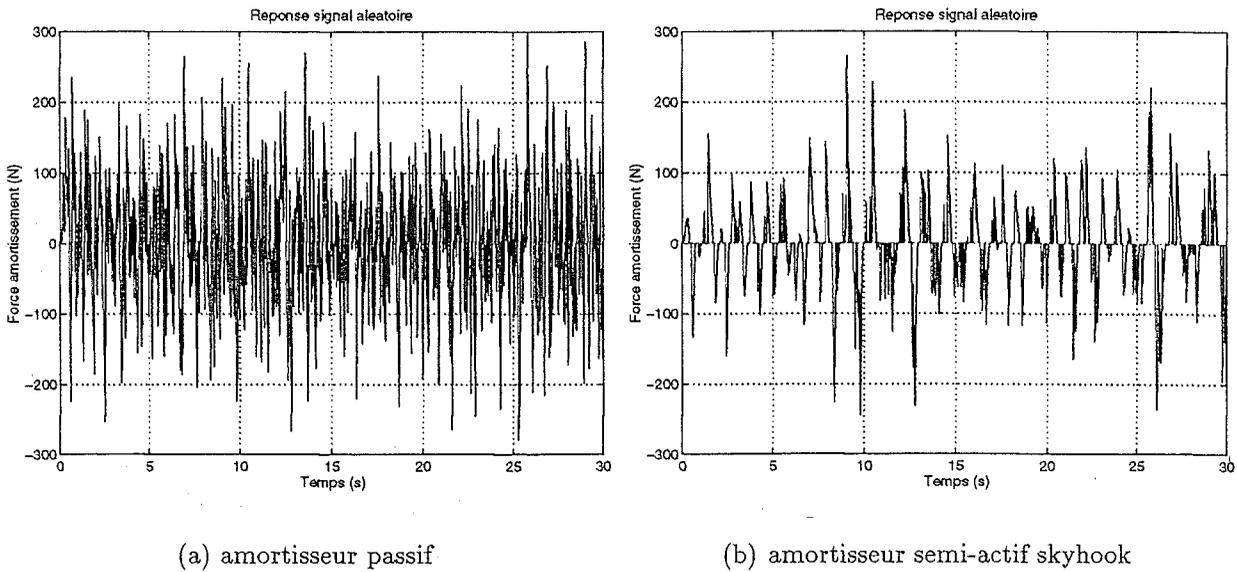


Fig. 4.20 – Effort dans l'amortisseur (en N)

Afin de connaître l'énergie dissipée dans la génératrice, nous avons calculé la puissance mécanique égale, au rendement près de l'actionneur, à la puissance électrique consommée dans la génératrice. Les puissances moyennes et instantanées sont données par les relations suivantes :

$$P_i(t) = F_a(t)V_{rel}(t) \quad (4.51)$$

$$= \rho_{actio}U(t)i(t) \quad (4.52)$$

$$P_{diss} = \frac{1}{T} \int_0^T F_a(t)V_{rel}(t)dt \quad (4.53)$$

où V_{rel} est la vitesse relative, F_a l'effort de freinage et ρ_{actio} le rendement de l'actionneur. Les résultats des calculs montrent que les puissances dissipées dans l'amortisseur passif et semi-actif sont très voisines, et ceci pour un même coefficient d'amortissement C_s . La puissance moyenne dissipée est faible en regard des performances obtenues (cf. tableau 4.2).

Passif		Semi-actif	
P_i crête (W)	P_{moy} (W)	P_i crête (W)	P_{moy} (W)
25	2	29	1.9

Tab. 4.2 – Puissances dissipées dans l'amortisseur

4.3.3 Commande active

4.3.3.1 Motivations

La faible énergie nécessaire à l'amortissement du siège nous a incités à envisager l'implantation d'une commande active. Plusieurs articles traitent des commandes optimales et sous-optimales pour des suspensions de véhicules ([19],[116],[50]). L'effort dans l'actionneur s'écrit alors :

$$F_c(t) = f(x(t), \dot{x}(t), \ddot{x}(t)) \quad (4.54)$$

La commande optimale nécessite de connaître l'ensemble du vecteur d'état du système. Certains états sont difficiles à obtenir, du fait de la conception des systèmes, d'autres sont impossibles (la position absolue par exemple). Il faut de nombreux capteurs, ce qui augmente les problèmes de traitement des signaux et les coûts.

Les gains de la boucle de commande sont calculés en résolvant le problème optimal après spécification d'un critère quadratique (cf. chapitre 3). Les performances obtenues sont très bonnes mais la complexité et le nombre de mesures nécessaires pour générer la commande limitent les applications.

Nous avons choisis une approche plus classique, telle qu'elle est suivie en automatique. Cette démarche est très intéressante dans le cas de systèmes à peu de degrés de liberté, ce qui est notre cas. La loi de commande est constituée de deux régulateurs en cascade nécessitant peu d'informations. Sa structure découle des objectifs de confort du siège. Pour résoudre le problème de la commande de la suspension, nous avons utilisé trois états facilement mesurables : l'accélération, la vitesse et le débattement de la masse à contrôler.

Cette commande est assez classique en automatique pour la régulation de processus ([70],[28],[38]) mais reste très peu appliquée dans le domaine du contrôle actif des vibrations ([75],[97]). Les résultats obtenus en terme de confort sur le siège ont montré l'intérêt de cette commande.

4.3.3.2 Simplification du modèle

Étant donné la complexité de la synthèse de cette structure, nous avons choisi de simplifier le modèle du siège suspendu. On entend par synthèse, la détermination des gains de la commande qui permettent d'obtenir les performances désirées tout en assurant la stabilité et une certaine robustesse. Les hypothèses du modèle sont : les frottements secs

sont négligés et la dynamique du siège, c'est à dire la dynamique de la mousse, n'est pas prise en compte. Cette dernière hypothèse sera discutée par la suite.

Les hypothèses permettent la réduction du système à un modèle linéaire à un degré de liberté (cf. figure 4.21). L'interprétation des fonctions de transfert du système bouclé est ainsi plus facile et l'analyse de la commande plus directe.

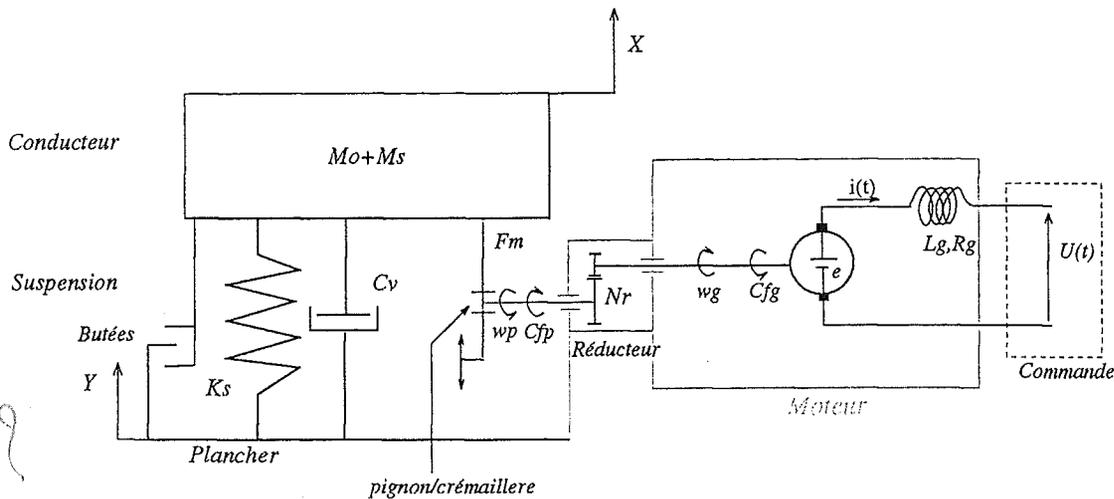


Fig. 4.21 - Modèle simplifié du système

Les équations du mouvement du système de la figure 4.21 sont obtenues en annulant les valeurs K_m et C_m dans les équations (4.6) et (4.7). On obtient ainsi :

$$M = M_s + M_o \quad (4.55)$$

$$M\ddot{x}(t) = -K_s[x(t) - y(t)] - C_v[\dot{x}(t) - \dot{y}(t)] + F_m(t, U) \quad (4.56)$$

F_m représente l'effort appliqué sur le système par l'actionneur. Les autres équations du système sont identiques à celles du modèle non simplifié.

Pour vérifier la deuxième hypothèse, nous avons comparé les fonctions de transfert du modèle simplifié avec celles d'un modèle complet linéaire à deux degrés de liberté. Les résultats des calculs montrent que les fonctions de transfert des deux modèles sont très proches, à condition de choisir une raideur K_m de mousse très supérieure à celle de la suspension. Cette condition n'est pas contraignante puisque les sièges suspendus ont généralement des épaisseurs de mousses assez faibles et présentent une forte raideur.

Pour illustrer ces résultats, les figures 22(a) et 22(b) représentent le module de $H_{(\frac{\dot{x}}{Y})}$ et $H_{(\frac{\ddot{x}}{Y})}$ pour les deux modèles. K_m est 10 fois plus grand que K_s . Elles montrent que le modèle simplifié à 1 degré de liberté est, dans cette condition, une très bonne approximation du modèle complet.

Avant d'aborder la description et la synthèse du régulateur nous allons étudier le modèle du système en boucle ouverte et l'asservissement du courant d'induit de l'actionneur.

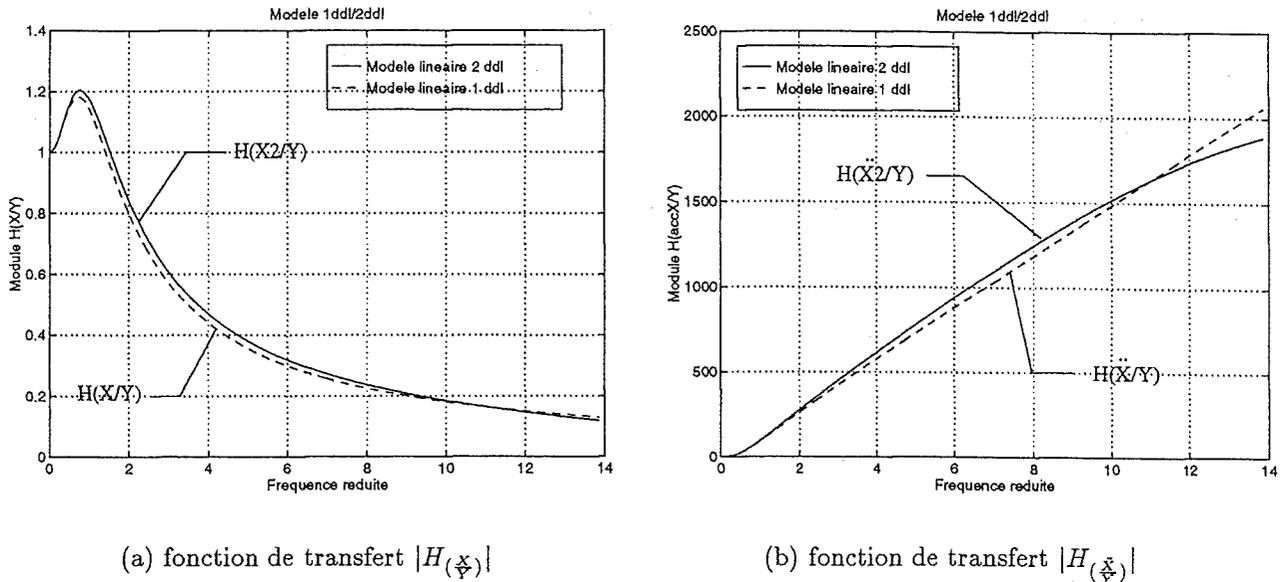


Fig. 4.22 – Comparaison des deux modèles (1 degré de liberté et 2 degrés de liberté)

4.3.3.3 Analyse temporelle du processus

Pour effectuer la synthèse du régulateur, nous avons utilisé une méthode temporelle. L'objectif de cette méthode est de spécifier les paramètres temporels (taux d'amortissement, pulsation propre) à partir de la réponse et d'étudier la stabilité de la boucle. Pour cela, l'étude du lieu d'Evans permet d'intégrer ces deux contraintes en visualisant le lieu des racines du système en boucle fermée. Cette méthode, assez ancienne, est bien adaptée à l'étude des systèmes mono entrée - mono sortie ([34],[35]).

La démarche de la méthode est, à partir du modèle du système en boucle ouverte, d'obtenir une prédiction du comportement en boucle fermée.

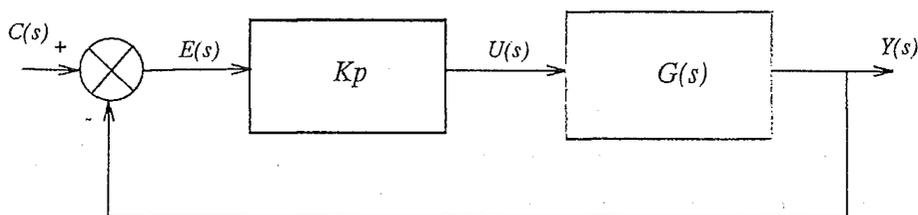


Fig. 4.23 – Système asservi à retour unitaire

Considérons la fonction de transfert en boucle ouverte du système asservi de la figure 4.23 :

$$T(s) = \frac{Y(s)}{C(s)} = K_p G(s) \quad (4.57)$$

En faisant apparaître les pôles p_j et les zéros z_i de la fonction de transfert, $T(s)$ peut

s'écrire :

$$T(s) = K_p \frac{\prod_{i=1}^m (s - z_i)}{\prod_{j=1}^n (s - p_j)} \quad (4.58)$$

où $s = \sigma + j\omega$ représente la pulsation généralisée.

L'expression de la fonction de transfert en boucle fermée est :

$$F(s) = \frac{Y(s)}{C(s)} = \frac{T(s)}{1 + T(s)} \quad (4.59)$$

Le dénominateur de $F(s)$ est l'équation caractéristique du système. Les racines de cette expression dépendent de la valeur du coefficient K_p .

Le lieu d'Evans est le lieu géométrique décrit par les racines de l'équation caractéristique lorsque K_p varie de zéro à l'infini. Le nombre de branches constituant le lieu est égal au degré de l'équation caractéristique, c'est à dire au nombre de pôles. La frontière de stabilité est l'axe imaginaire dans le plan de Laplace (cf. les conditions de stabilité d'un système en annexe B).

Le calcul de la réponse temporelle peut être conduit, à partir du lieu d'Evans, par une méthode purement géométrique (cf. annexe C). Soient $(p'_1, p'_2, \dots, p'_n)$ les n pôles et (z_1, z_2, \dots, z_m) les m zéros de la fonction de transfert en boucle fermée, correspondant à une valeur particulière du gain K_p . Avec les notations définies précédemment :

$$F(s) = K_p \frac{(s - z_1)(s - z_2) \cdots (s - z_m)}{(s - p'_1)(s - p'_2) \cdots (s - p'_n)} \quad (4.60)$$

Supposons une entrée échelon unitaire ; la transformée de Laplace de la sortie a pour expression :

$$Y(s) = \frac{K_p \prod_{i=1}^m (s - z_i)}{s \prod_{j=1}^n (s - p_j)} \quad (4.61)$$

$$= \frac{K_0}{s} + \frac{K_1}{s - p'_1} + \frac{K_2}{s - p'_2} + \cdots + \frac{K_n}{s - p'_n} \quad (4.62)$$

En revenant dans le domaine temporel, l'expression de la sortie est :

$$y(t) = K_0 + K_1 e^{p'_1 t} + K_2 e^{p'_2 t} + \cdots + K_n e^{p'_n t} \quad (4.63)$$

La connaissance des pôles résulte d'une simple lecture du lieu. En généralisant, les différents coefficient K_i s'obtiennent en évaluant l'expression :

$$K_i = \frac{\prod_{j=1}^m (p'_i - z_j)}{\prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n (p'_i - p'_j)} \quad (4.64)$$

L'importance des zéros, leur contribution au niveau de la réponse, apparait dans l'expression (4.64). Ce calcul, particulièrement intéressant lorsque l'ordre du système n'est pas trop élevé, met en évidence le lien étroit entre lieu d'Evans et réponse temporelle.

4.3.3.4 Étude du système en boucle ouverte

Le modèle est celui de la figure 4.21. Après l'application de la transformée de Laplace aux équations différentielles du mouvement et en supposant les conditions initiales nulles, on aboutit au schéma bloc de la figure 4.24.

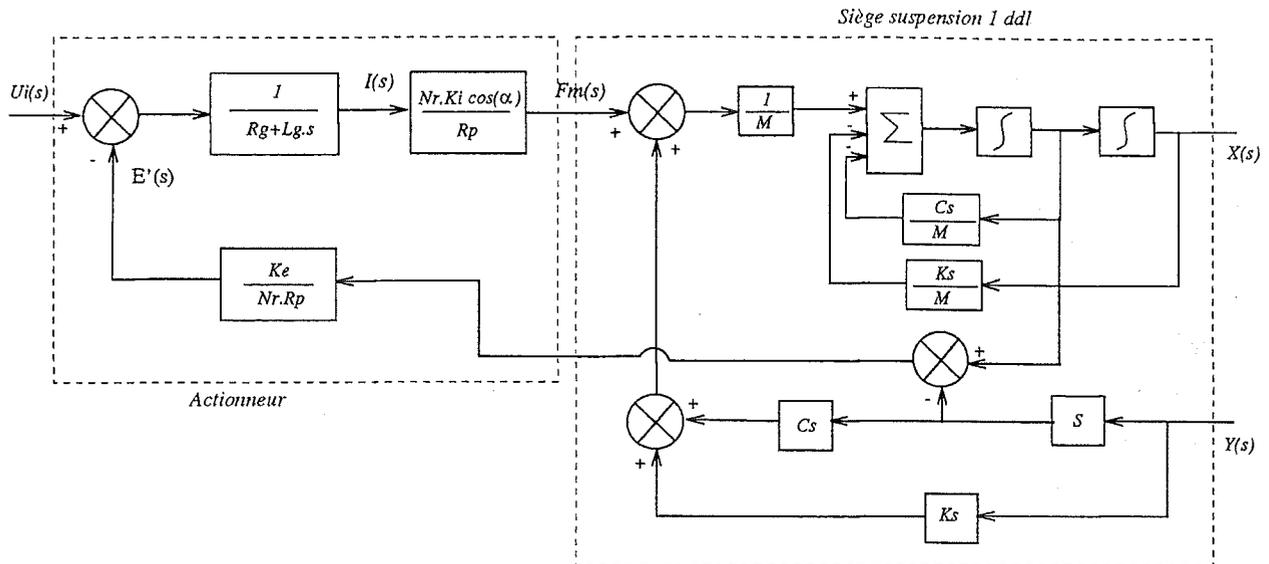


Fig. 4.24 - Schéma bloc du modèle simplifié linéaire (boucle ouverte)

Le déplacement de la masse du système $X(s)$ en fonction de l'entrée de commande $U_i(s)$, et de l'entrée perturbation $Y(s)$, a pour expression :

$$\begin{aligned}
 X(s) = & \frac{\frac{N_r K_i}{R_p R_g}}{M s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 R_g} \right) s + K_s} U_i(s) \\
 & + \frac{\left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 R_g} \right) s + K_s}{M s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 R_g} \right) s + K_s} Y(s)
 \end{aligned} \quad (4.65)$$

La très faible constante de temps électrique (environ 0.2 ms) permet de négliger l'inductance L_g de l'actionneur et le courant est supposé s'établir instantanément (cf. *Description des paramètres de l'actionneur* de ce chapitre). On remarque que le coefficient d'amortissement visqueux C_v de la suspension est augmenté du coefficient d'amortissement maximal $C_{s_{max}}$, défini par l'équation (4.26).

L'application rigoureuse de la démarche automatique implique à la fois une étude en asservissement (suivi de consigne) et en régulation (réjection de la perturbation). La dynamique de la réponse à un changement de consigne ou à une perturbation dépend du polynôme du numérateur de la fonction de transfert en boucle ouverte (4.65). Nous allons voir qu'il est possible de déterminer les paramètres temporels du système en boucle ouverte en traçant les pôles du système dans le plan de Laplace.

La réponse à une commande $U_i(s)$, lorsque $Y(s) = 0$ (réponse en asservissement) a pour expression :

$$X(s) = \frac{A}{s^2 + 2\xi\omega_o s + \omega_o^2} U_i(s) \quad (4.66)$$

avec

$$\omega_o^2 = \frac{K_s}{M} \quad (4.67)$$

$$\xi = \frac{1}{2\omega_o} \left(\frac{C_v}{M} + \frac{N_r^2 K_e K_i}{M R_p^2 R_g} \right) \quad (4.68)$$

$$A = \frac{N_r K_i}{M R_p R_g} \quad (4.69)$$

où ω_o est la pulsation propre, ξ le taux d'amortissement et A le gain statique.

Le système est du second ordre et les pôles de la fonction de transfert sont les racines du dénominateur. Les racines ont pour expression :

$$s_1, s_2 = -\xi\omega_o \pm j\omega_o\sqrt{\xi^2 - 1} = -\alpha \pm j\omega \quad (4.70)$$

La partie réelle de ces racines, α , détermine la vitesse d'amortissement de la réponse. En effet, α est le terme qui apparaît dans la partie exponentielle de la réponse temporelle à une entrée échelon. La pulsation réduite ω détermine la période d'oscillation de la réponse libre.

Dans le cas d'une réponse oscillante ($\xi < 1$), les deux pôles sont complexes conjugués. Les pôles du système sont donc reliés à l'allure de la réponse indicielle, comme l'illustre la figure 4.25.

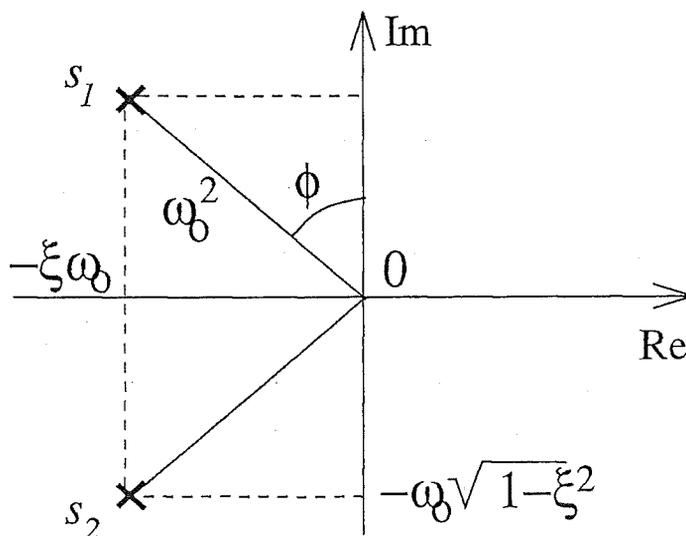


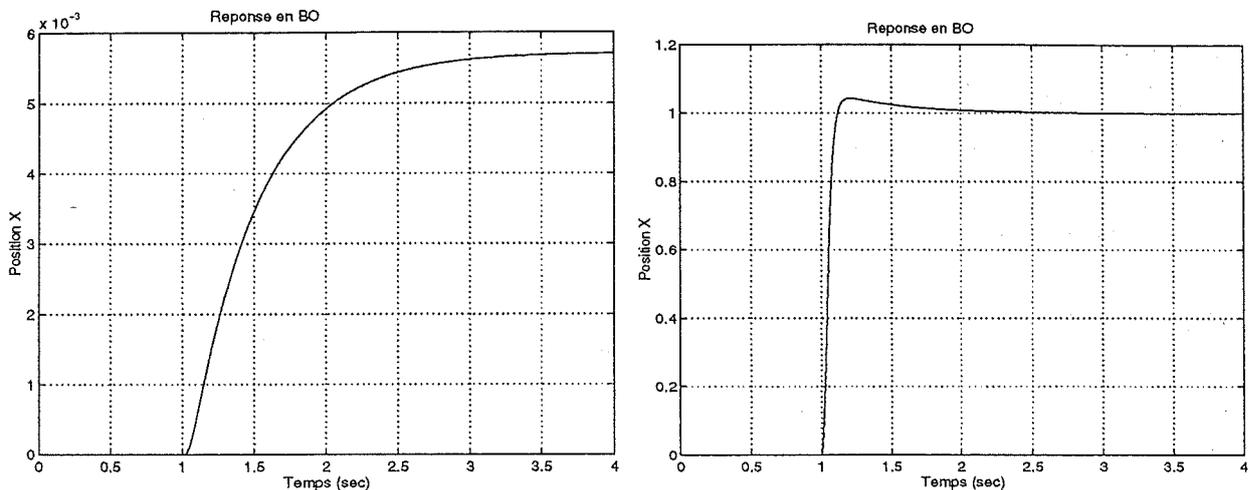
Fig. 4.25 - Pôles d'un système du 2^e ordre oscillant

En traçant les pôles dans le plan de Laplace, on peut retrouver graphiquement la pulsation propre du système (longueur du segment reliant un pôle à l'origine) et le taux d'amortissement ξ tel que :

$$\sin \phi = \xi \quad (4.71)$$

Dans notre cas, les deux pôles sont réels négatifs ($\xi > 1$) et la réponse indicielle en boucle ouverte à une consigne $U_i(s)$ est apériodique.

Les figures 26(a) et 26(b) représentent la réponse indicielle en position du système en boucle ouverte, respectivement pour un échelon unitaire de tension $U_i(s)$, et un échelon unitaire de perturbation $Y(s)$. L'allure de la réponse à l'échelon de perturbation est fortement influencée par le zéro au numérateur responsable du dépassement.



(a) réponse à une commande échelon $U_i(s)$

(b) réponse à une perturbation échelon $Y(s)$

Fig. 4.26 – Réponses indicielles en position (boucle ouverte)

4.3.3.5 Étude du système en boucle fermée : boucle de courant

Nous allons maintenant étudier la boucle d'asservissement du couple moteur (ou de freinage) de l'actionneur. L'asservissement du courant d'induit permet le suivi de la consigne de couple.

Le schéma bloc du système muni de la boucle d'asservissement du courant est celui de la figure 4.27. $C_i(s)$ désigne la consigne courant, $U_i(s)$ est le signal de commande appliqué sur l'entrée du système et Kr_i est le gain de retour sur la mesure du courant. Les relations définissant la boucle de courant, dans le cas proportionnel, s'écrivent :

$$\varepsilon_I(s) = C_i(s) - Kr_i I(s) \quad (4.72)$$

$$U_i(s) = Kp_i \varepsilon_i(s) \quad (4.73)$$

$$F_m(s) = (U_i(s) - E'(s)) \frac{N_r K_i}{R_p (R_g + L_g s)} = \frac{N_r K_i}{R_p} I(s) \quad (4.74)$$

$$E'(s) = \frac{N_r K_e}{R_p} (X(s) - Y(s)) s \quad (4.75)$$

$$X(s) = \frac{1}{M s^2 + C_v s + K_s} [F_m(s) + Y(s)(C_v s + K_s)] \quad (4.76)$$

$$\ddot{X}(s) = s^2 X(s) \quad (4.77)$$

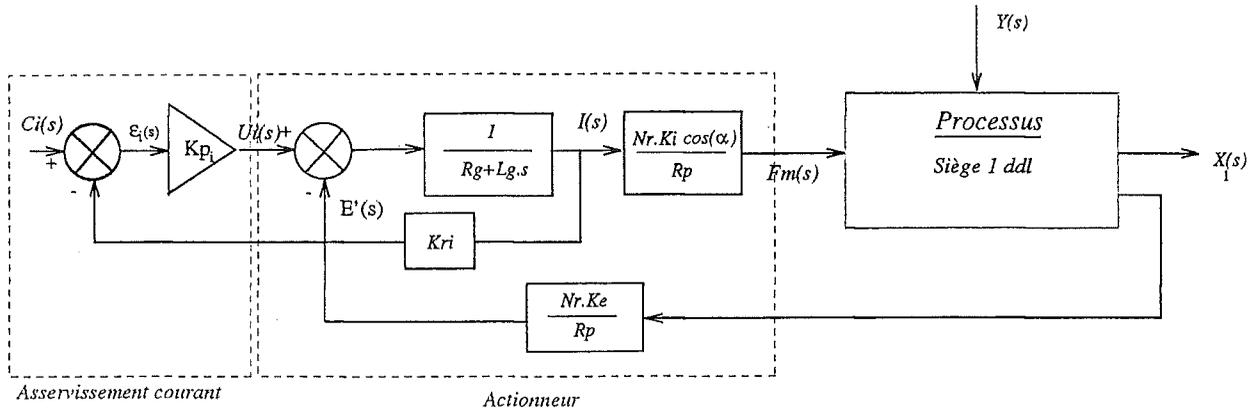


Fig. 4.27 - Schéma bloc du sous-ensemble actionneur (correcteur proportionnel)

L'expression de la réponse du courant à une entrée consigne, établie à partir des équations précédentes, est :

$$I(s) = \left(\frac{K p_i}{R_g + K p_i K r_i} \right) \frac{M s^2 + C_v s + K_s}{M s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K p_i K r_i)} \right) s + K_s} C_i(s) \quad (4.78)$$

La réponse du système en boucle fermée est :

$$X(s) = \frac{G_i}{M s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K p_i K r_i)} \right) s + K_s} C_i(s) + \frac{\left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K p_i K r_i)} \right) s + K_s}{M s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K p_i K r_i)} \right) s + K_s} Y(s) \quad (4.79)$$

avec

$$G_i = \frac{N_r K_i K p_i}{R_p (R_g + K p_i K r_i)} \quad (4.80)$$

Le premier terme du second membre de l'équation 4.79 caractérise le comportement en asservissement de la boucle (suivi d'une consigne), le deuxième est relatif au comportement en régulation (compensation des perturbations).

L'équation fait apparaître au dénominateur le gain de la boucle en courant Kp_i . La valeur du gain change la dynamique du système en modifiant la valeur du taux d'amortissement. Dès la plus petite valeur de Kp_i , les pôles (réels en BO) deviennent complexe conjugués. La pulsation propre est constante sur toute la plage de variation du gain ; seul le taux d'amortissement évolue (cf. figure 4.28).

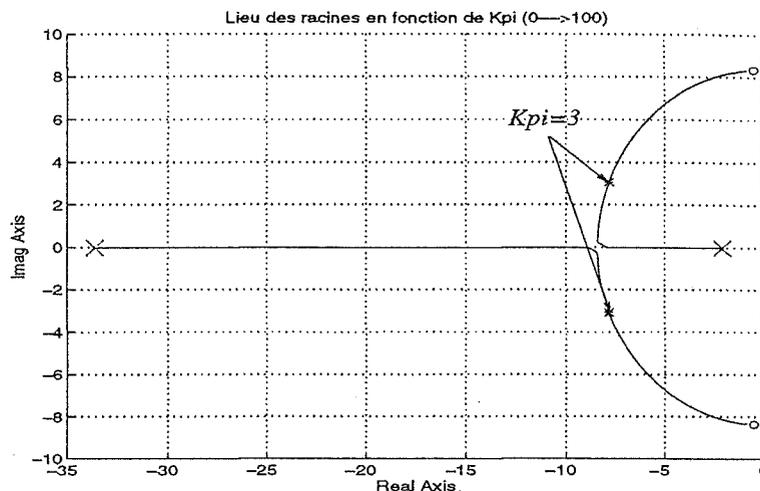


Fig. 4.28 - Lieu d'Evans : boucle en courant

L'allure de la réponse en boucle fermée (la performance de la boucle) dépend du choix des pôles du système. La méthode qui consiste à calculer les coefficients du régulateur de façon à obtenir ces pôles s'appelle la synthèse par placement de pôles. La figure 4.29 présente, dans le plan complexe, les contraintes qui délimitent la zone autorisée pour le choix des pôles :

- ils ne doivent pas être trop négatifs car cela signifie qu'on souhaite une réponse très rapide qui ne peut être obtenue qu'en sollicitant très fortement les actionneurs ;
- ils ne doivent pas être trop près de l'axe imaginaire, de façon à assurer une certaine robustesse face aux erreurs de modèle ;
- si des pôles complexes sont choisis, la distance à l'axe réel fixe le taux d'amortissement, qui ne doit pas avoir une valeur trop faible.

Nous allons examiner maintenant comment cette approche peut être utilisée pour la synthèse du régulateur courant.

Le lieu des racines de la figure 4.28 présente deux pôles et deux zéros. Nous désirons obtenir une réponse en courant rapide, amortie et sans erreur finale. Compte-tenu de ce qui vient d'être vu, nous allons calculer la réponse indicielle du courant à un échelon de consigne pour une valeur du gain de la boucle $Kp_i = 3$. La valeur de Kr_i est égale à 2 ce qui donne une valeur finale du courant de 0.5 ampère pour un échelon de 1 volt.

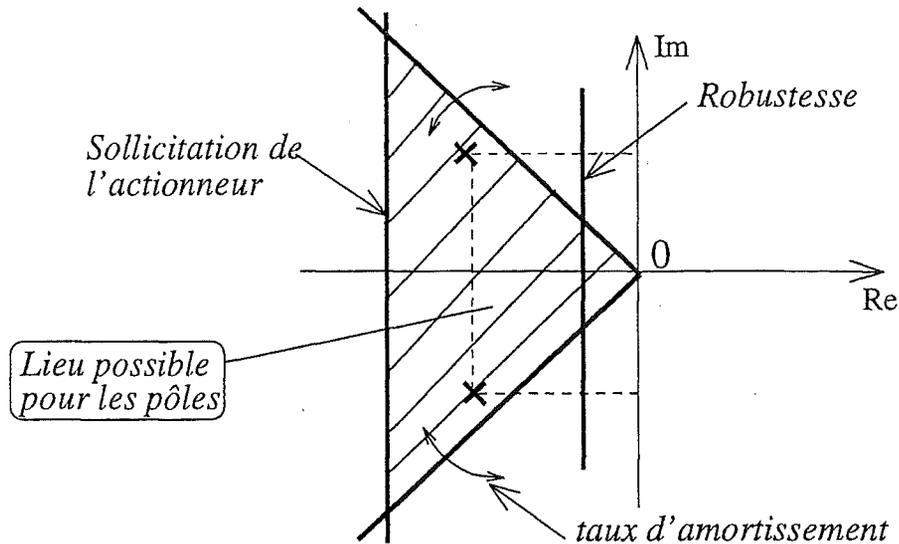


Fig. 4.29 - Lieu pour le choix des pôles

La figure 4.30 montre les réponses indicielles du courant en boucle ouverte et en boucle fermée. L'action proportionnelle (P) permet d'augmenter considérablement la rapidité de la réponse mais ne permet d'atteindre la valeur finale qu'à condition de faire tendre le gain Kp_i vers l'infini. Ceci est impossible sans mettre en cause la stabilité de la boucle. Pour cela, nous avons utilisé un régulateur Proportionnel-Intégrale (PI) qui permet de conserver la même dynamique mais de décaler la réponse (on suppose que le pôle est proche du zéro apporté par l'action intégrale).

L'équation générale de la sortie d'un régulateur PI est :

$$u_i(t) = Kp_i \left(\varepsilon_i(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t \varepsilon_i(t) dt \right) \quad (4.81)$$

Le coefficient T_i est appelé constante de temps intégrale. L'ajustement de T_i permet de doser l'effet de l'action intégrale. La fonction de transfert du régulateur PI s'obtient en prenant la transformée de Laplace de l'expression (4.81) :

$$U_i(s) = Kp_i T_i \left(\frac{s + 1/T_i}{s} \right) \quad (4.82)$$

Puisque le zéro choisi est proche du pôle à l'origine ($\frac{1}{T_i} = 0.2$), le lieu d'Evans est faiblement modifié et l'incidence sur la stabilité est négligeable. Nous pouvons donc conserver la structure proportionnelle dans toute la suite de l'étude de la commande.

Les réponses indicielles en position à une consigne C_i échelon et une consigne Y sont présentées sur les figures 31(a) et 31(b). La valeur du gain Kp_i choisi permet d'obtenir une réponse en position bien amortie avec un léger dépassement.

4.3.3.6 Le régulateur cascade

Notre objectif, l'amélioration du confort de conduite, est largement conditionné par une bonne maîtrise de l'accélération du siège et, dans une moindre mesure, du débattement

de celui-ci. La décomposition possible du processus de commande en deux sous-systèmes privilégie naturellement une structure de régulation de type cascade (cf. figure 4.32).

La particularité de cette commande réside dans la présence de deux boucles de régulation en série et d'un seul actionneur : le correcteur primaire (*débattement*) pilote le correcteur secondaire (*accélération*). Pour des raisons évidentes de stabilité, la boucle interne doit être notablement plus rapide que la boucle externe ; elle n'a pas besoin d'être très précise et un simple gain proportionnel se révèle souvent suffisant ([70],[28]).

Les principaux intérêts du régulateur cascade sont :

- la compensation rapide des perturbations affectant la boucle interne ;
- l'amélioration de la boucle externe en régulation et asservissement ;

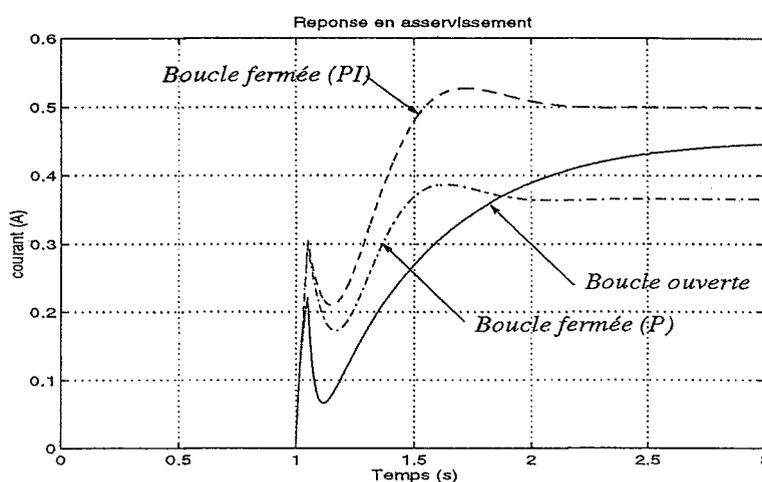
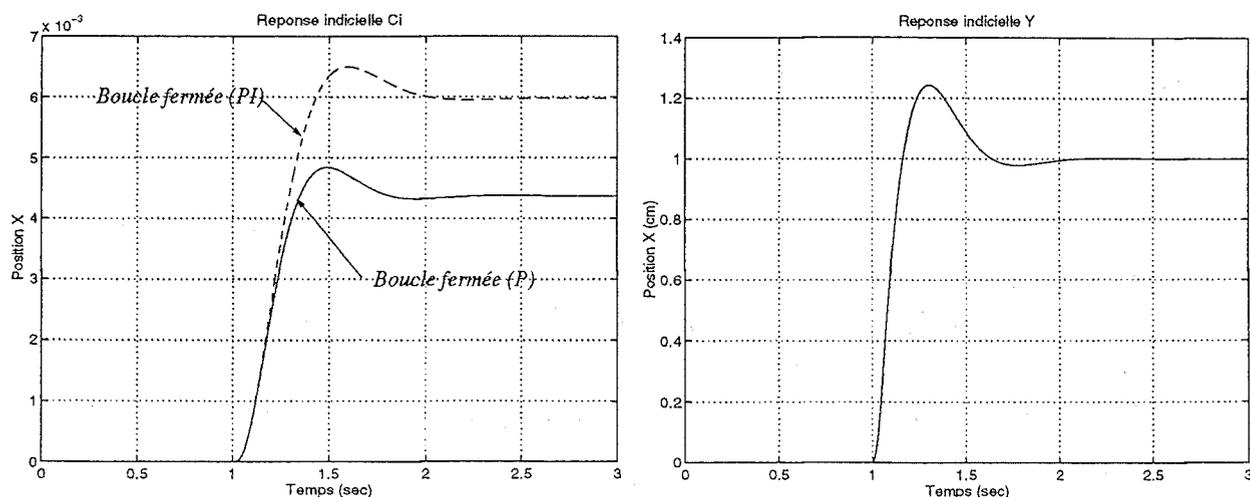


Fig. 4.30 - Réponses indicielles du courant



(a) réponse à $C_i(s)$ - mode asservissement

(b) réponse à $Y(s)$ - mode régulation

Fig. 4.31 - Réponses indicielles en position (boucle fermée)

– la linéarisation des caractéristiques de l'actionneur.

Dans le cadre de l'étude de la commande sur le siège, nous privilégions le comportement en régulation plus proche de la réalité de fonctionnement.

La position initiale du siège, fonction de la masse du conducteur, est ajustée une fois pour toutes (variations nulles). La mesure des sorties *accélération* et *débattement* sont multipliées par un gain de retour respectivement Kr_{acc} et Kr_{pos} de manière à respecter les caractéristiques statiques des capteurs.

Le problème de la commande se résume donc à un problème de régulation de position et d'accélération. Le réglage des deux boucles se fait de manière indépendante (non interaction des deux boucles) :

1. Réglage de la boucle interne, la boucle externe étant ouverte ;
2. Réglage de la boucle externe, la boucle externe étant fermée.

Nous allons étudier chaque sous-structure séparément et mettre en évidence les améliorations apportées.

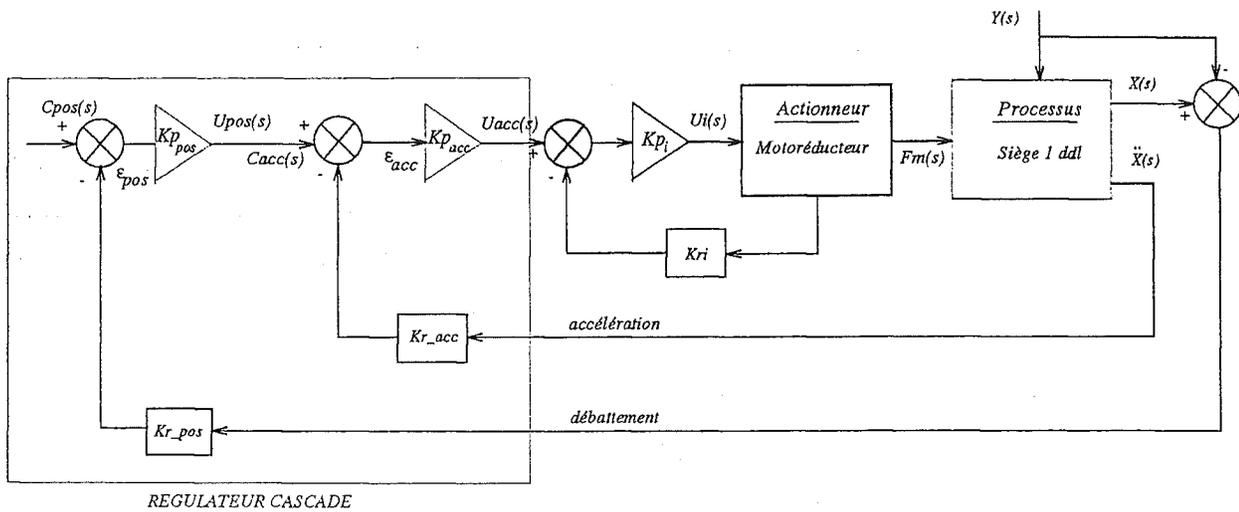


Fig. 4.32 – Schéma bloc du régulateur cascade

4.3.3.7 Boucle en accélération

Seule la boucle en accélération (interne) est étudiée. Les équations supplémentaires relatives à la boucle interne sont :

$$\varepsilon_{acc}(s) = C_{acc}(s) - Kr_{acc}s^2X(s)s^2 \tag{4.83}$$

$$U_{acc}(s) = Kp_{acc}\varepsilon_{acc}(s) \tag{4.84}$$

La fonction de transfert du système en boucle fermée est :

$$X(s) = \frac{G_{acc}}{\left(M + Kp_{acc}Kr_{acc} \frac{N_r K_i K r_i}{R_p (R_g + K p_i K r_i)}\right) s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K p_i K r_i)}\right) s + K_s} C_{acc}(s)$$

$$+ \frac{\left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K_p i K r_i)} \right) s + K_s}{\left(M + K p_{acc} K r_{acc} \frac{N_r K_i K r_i}{R_p (R_g + K_p i K r_i)} \right) s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K_p i K r_i)} \right) s + K_s} \quad (4.85)$$

avec

$$G_{acc} = K p_{acc} G_i \quad (4.86)$$

C_{acc} représente la consigne en accélération, $K p_{acc}$ le gain de la boucle interne et $K r_{acc}$ le gain de retour. La réponse en accélération pour une entrée consigne C_{acc} , en boucle ouverte, est :

$$\frac{\ddot{X}(s)}{C_{acc}(s)_{BO}} = \frac{X(s)}{C_{acc}(s)} s^2 = \frac{N(s)}{D(s)} \quad (4.87)$$

La réponse en boucle fermée s'écrit, à partir de l'expression en boucle ouverte :

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{X}(s)}{C_{acc}(s)_{BF}} &= \frac{K p_{acc} N(s)}{D(s) + K p_{acc} N(s)} \\ &= \frac{G_{acc} s^2}{\left(M + K p_{acc} K r_{acc} \frac{N_r K_i K r_i}{R_p (R_g + K_p i K r_i)} \right) s^2 + \left(C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K_p i K r_i)} \right) s + K_s} \end{aligned} \quad (4.88)$$

Le lieu des racines de la fonction de transfert (4.88) est représenté figure 4.33. La fonction de transfert est du second ordre et présente deux pôles complexes et deux zéros à l'origine. Le gain de la boucle agit sur le terme de « masse », c'est à dire sur le terme en facteur de s^2 du dénominateur ; la dynamique du système est modifiée.

$K p_{acc}$ influence d'une part le taux d'amortissement et d'autre part la pulsation propre du système. Les expressions de ces deux grandeurs sont :

$$\omega_{o_{acc}}^2 = \frac{K_s}{\left(M + K p_{acc} K r_{acc} \frac{N_r K_i K r_i}{R_p (R_g + K_p i K r_i)} \right)} \quad (4.89)$$

$$\xi_{acc} = \frac{C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K_p i K r_i)}}{2 \sqrt{K_s \left(M + K p_{acc} K r_{acc} \frac{N_r K_i K r_i}{R_p (R_g + K_p i K r_i)} \right)}} \quad (4.90)$$

Les réponses indicielles en accélération et position à une entrée échelon Y sont présentées figure 4.34 pour 10 valeurs du gain $K p_{acc}$ entre 0 et 10. L'amplitude de la perturbation est de 15 mm. On remarque que la valeur du gain joue d'une part sur l'amplitude de la réponse en position et d'autre part sur la pulsation des oscillations. Plus le gain de la boucle est élevée, plus l'amplitude est importante (ξ_{acc} diminue) et plus la période des oscillations augmente ($\omega_{o_{acc}}$ diminue).

Par contre, l'amplitude de la réponse en accélération est d'autant plus atténuée que le gain est important. Ceci est observé par la position des pôles sur le lieu d'Evans : plus le gain est élevé, plus ils se rapprochent de l'axe imaginaire et de l'axe réel.

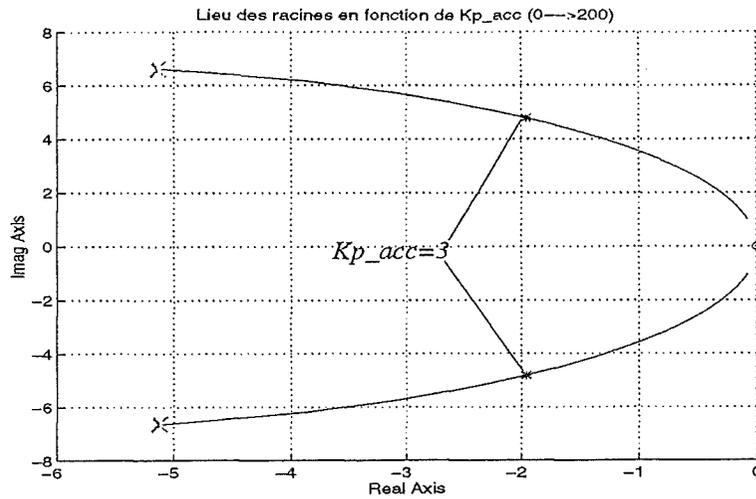
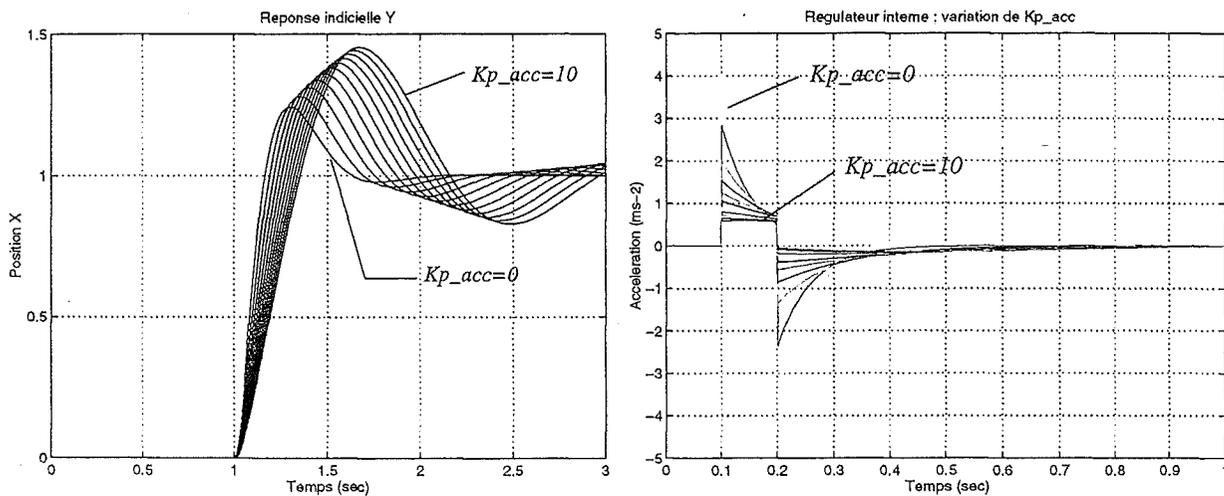


Fig. 4.33 – Lieu d'Evans : boucle interne

(a) réponse à un échelon $Y(s)$: position(b) réponse à un échelon $Y(s)$: accélérationFig. 4.34 – Réponses indicielles en fonction de Kp_{acc} (boucle fermée)

Comme l'objectif principal est de diminuer l'accélération transmise au conducteur, un gain de 5 pour la boucle interne présente un bon compromis : bonne isolation et débattement raisonnable.

La tension de commande en fonction de la valeur du gain est tracée sur la figure 4.35. On remarque qu'elle ne dépasse pas la tension délivrée par la batterie du véhicule qui est de 12 V.

4.3.3.8 Boucle en position

Nous étudions maintenant le régulateur en position. La grandeur que nous désirons réguler est le débattement de la suspension. Le gain de retour sur la mesure de $(X(s) - Y(s))$

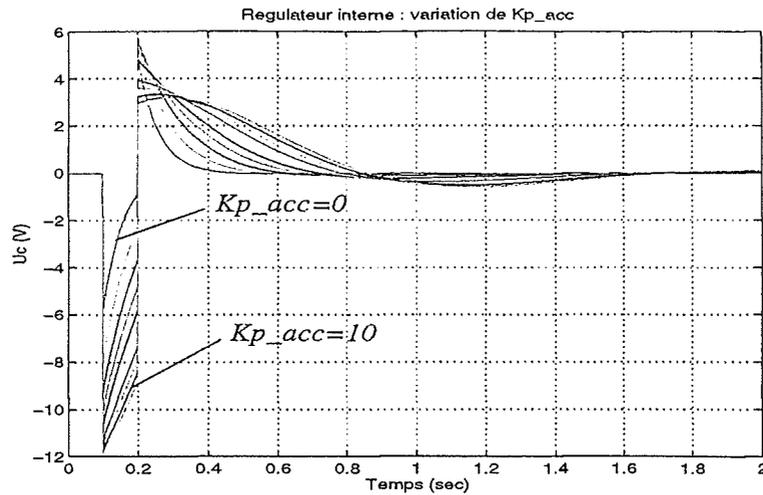


Fig. 4.35 – Tension de commande U_{acc} à l'entrée du régulateur interne (en V)

est Kr_{pos} . Les équations supplémentaires relatives au régulateur sont :

$$\varepsilon_{pos}(s) = C_{pos}(s) - Kr_{pos}(X(s) - Y(s)) \quad (4.91)$$

$$U_{pos}(s) = Kp_{pos}\varepsilon_{pos}(s) \quad (4.92)$$

Après calculs, la fonction de transfert du système en boucle fermée est :

$$X(s) = \frac{G_{pos}}{D_2s^2 + D_1s + D_0} C_{pos}(s) + \frac{D_1s + D_0}{D_2s^2 + D_1s + D_0} Y(s) \quad (4.93)$$

avec

$$G_{pos} = Kp_{pos}G_{acc} \quad (4.94)$$

$$D_2 = M + Kp_{acc}Kr_{acc} \frac{N_r K_i K r_i}{R_p(R_g + Kp_i K r_i)} \quad (4.95)$$

$$D_1 = C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2(R_g + Kp_i K r_i)} \quad (4.96)$$

$$D_0 = K_s + Kp_{pos}Kr_{pos} \frac{Kp_{acc}N_r K_i}{R_p(R_g + Kp_i K r_i)} \quad (4.97)$$

Le lieu des racines du régulateur position est calculé à partir de l'expression (4.93), pour Kp_{pos} variant de 1 à 500.

Le gain de la boucle en position modifie la raideur du système (terme D_0 au numérateur). Le lieu fait apparaître deux branches verticales à l'infinie du fait de l'absence de zéros ; les pôles sont complexes conjugués (cf. figure 4.36).

Le taux d'amortissement est très peu affecté par la boucle en position du fait de la très faible variation de l'angle ϕ avec le gain Kp_{pos} . La réponse en position à une entrée échelon de perturbation permet d'analyser le comportement de la boucle en position (cf. figure 4.37).

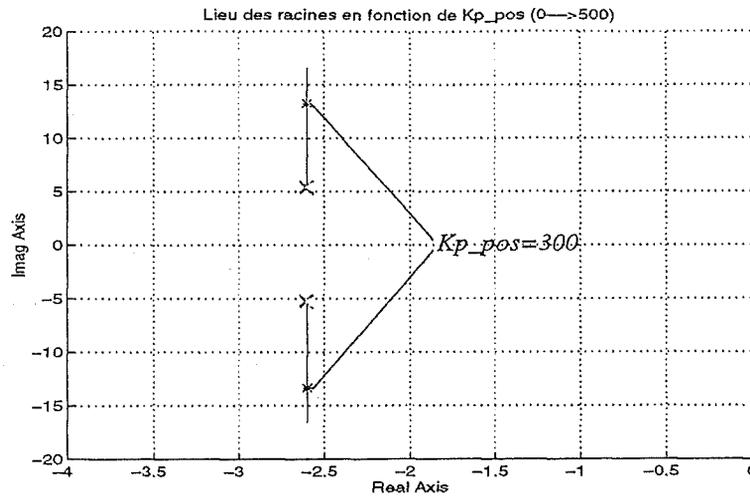


Fig. 4.36 – Lieu des pôles du système en fonction du gain Kp_{pos} de la boucle externe

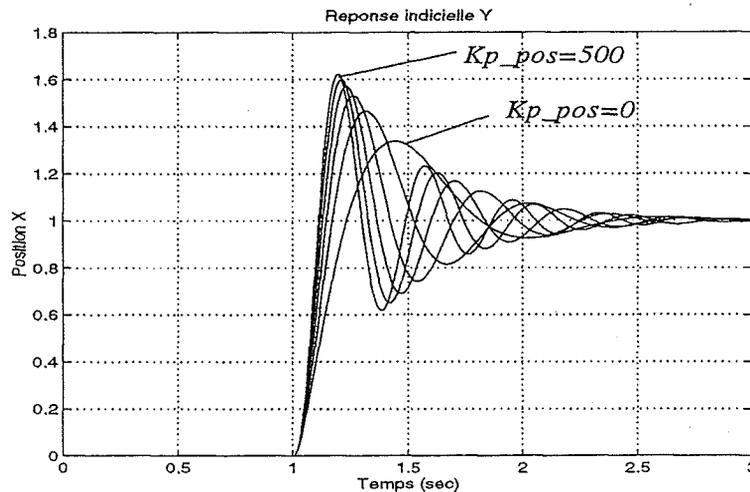


Fig. 4.37 – Réponses indicielles en position à un échelon Y en fonction de Kp_{pos}

L'évolution de l'amortissement est faible par rapport aux variations de la période des oscillations de la réponse. Les expressions de la pulsation propre et du taux d'amortissement sont :

$$\omega_{o_{pos}}^2 = \frac{D_o}{D_2} \quad (4.98)$$

$$\xi_{pos} = \frac{D_1}{2\sqrt{D_0 D_2}} \quad (4.99)$$

À partir de ces deux expressions, on peut calculer les valeurs de ξ et ω_o correspondant aux valeurs du couple de gain $\{Kp_{acc}, Kp_{pos}\}$ du régulateur cascade.

Les deux graphes de la figure 4.38 permettent de montrer l'influence de chaque gain sur la valeur des paramètres mécaniques du système. La pulsation propre est très sensible au gain de la boucle en position alors que le gain de la boucle interne influence principalement le taux d'amortissement : l'amortissement est maîtrisé indépendamment de la pulsation propre.

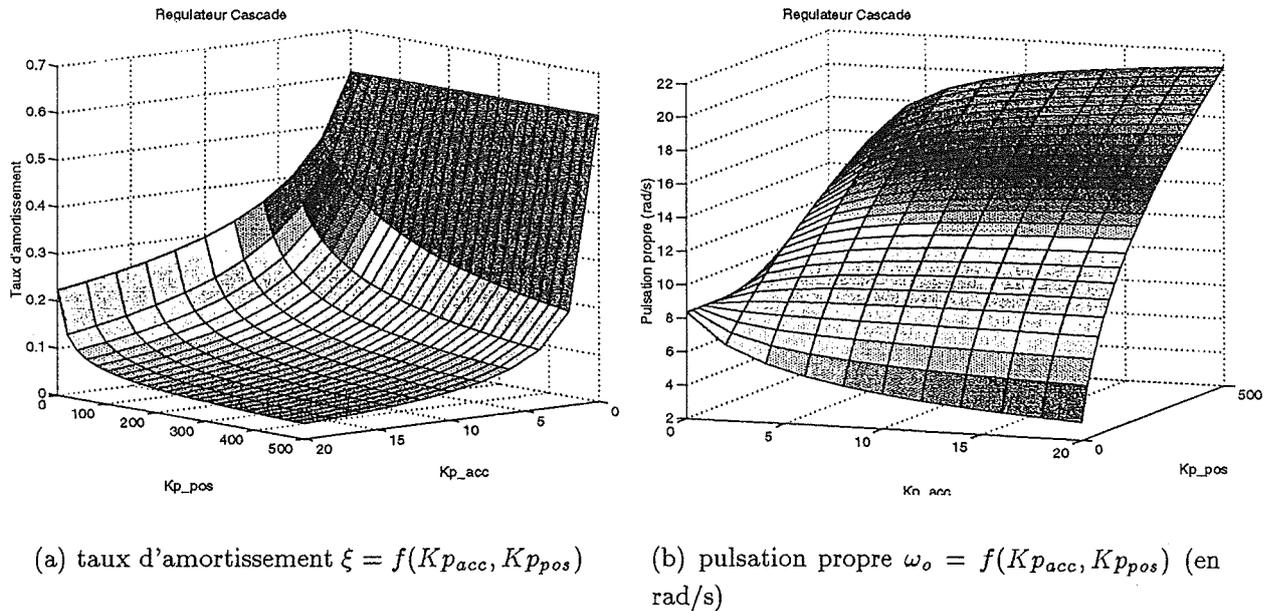


Fig. 4.38 – Valeurs de ξ et ω_o en fonction des gains du regulateur cascade

Nous pouvons aisément calculer les fonctions de transfert $X(s)/Y(s)$ et $\ddot{X}(s)/Y(s)$; leurs expressions sont :

$$\frac{X(s)}{Y(s)} = \frac{D_1 s + D_0}{D_2 s^2 + D_1 s + D_0} \quad (4.100)$$

$$\frac{\ddot{X}(s)}{Y(s)} = \frac{(D_1 s + D_0) s^2}{D_2 s^2 + D_1 s + D_0} \quad (4.101)$$

Les deux fonctions de transfert, lorsque Kp_{acc} varie de 0 à 20 et Kp_{pos} varie de 0 à 500, sont représentées sur les figures 4.39 et 4.40. Le choix du gain de la boucle interne est un compromis entre un faible gain à la résonance (ξ élevé) et un gain plus important au delà de la résonance pour obtenir un bon filtrage (ξ faible). Un gain $Kp_{acc} = 10$ permet d'obtenir un très bon compromis. La boucle interne permet de bien maîtriser l'isolation du système.

En revanche, la boucle en position n'améliore pas les performances d'isolation. L'effet de la commande influence seulement la raideur du système (variation de ω_o) sans jouer sur l'amortissement. La réponse à la résonance est amplifiée et le filtrage à haute fréquence est dégradé. Le comportement en régulation ne permet pas de répondre aux objectifs d'isolation du siège mais est bien adapté à une commande en asservissement.

4.3.3.9 Boucle en position et anticipation

La boucle de régulation en position agit sur le système par la mesure du débattement. Cette boucle peut être améliorée en anticipant le résultat de l'application de cette commande, par la mesure de la vitesse de débattement. Dans ce cas, on commence à réagir avant que la commande du à la perturbation de débattement agisse sur la sortie du sys-

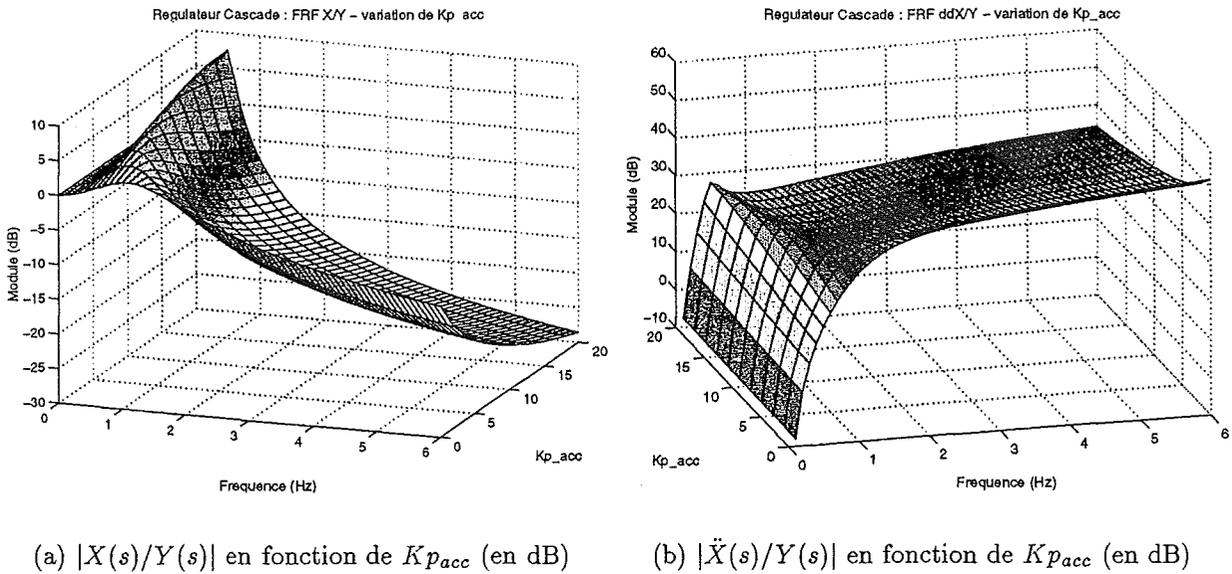


Fig. 4.39 - Module des fonctions de transfert du régulateur cascade ($Kp_{pos} = 0$)

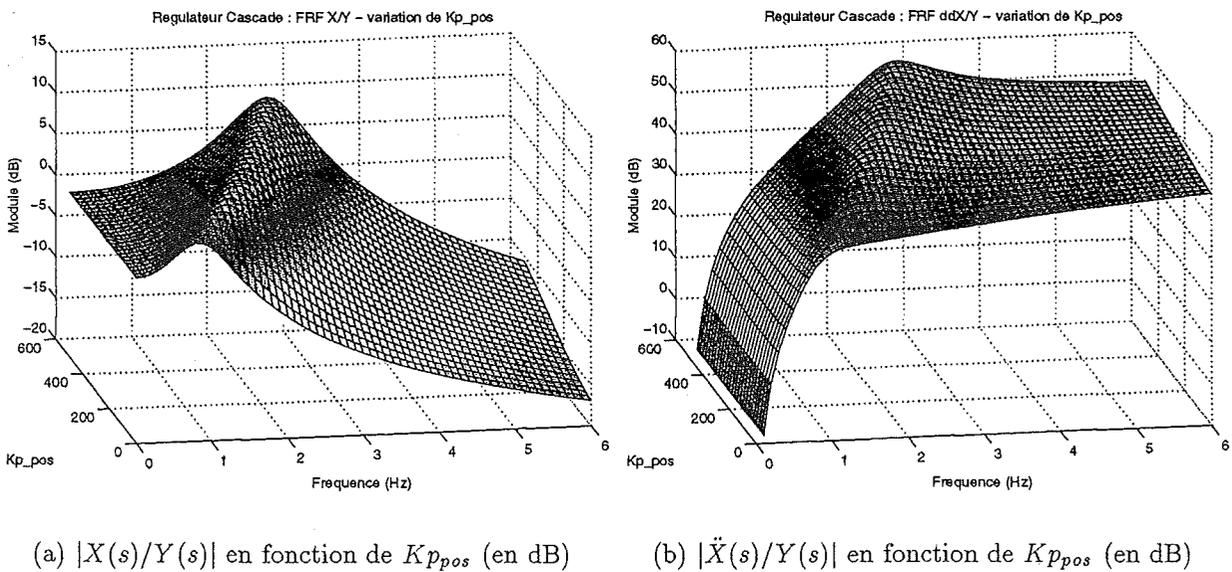


Fig. 4.40 - Module des fonctions de transfert du régulateur cascade ($Kp_{acc} = 3$)

tème. Ce principe est appelé régulateur par anticipation. L'objectif de ce régulateur est alors d'anticiper l'effet de certaines perturbations mesurables.

Le schéma bloc du régulateur cascade avec anticipation est présenté figure 4.41. La mesure de la vitesse relative $\dot{X}(s) - \dot{Y}(s)$ est affectée du gain de retour K_{ant} .

Pour éviter le couplage des actions, Le régulateur d'anticipation vient après celui de position. La figure 4.42 permet d'illustrer le phénomène de couplage des actions. En effet, on peut montrer qu'il y a couplage dans le cas a) et découplage dans le cas b) en exprimant

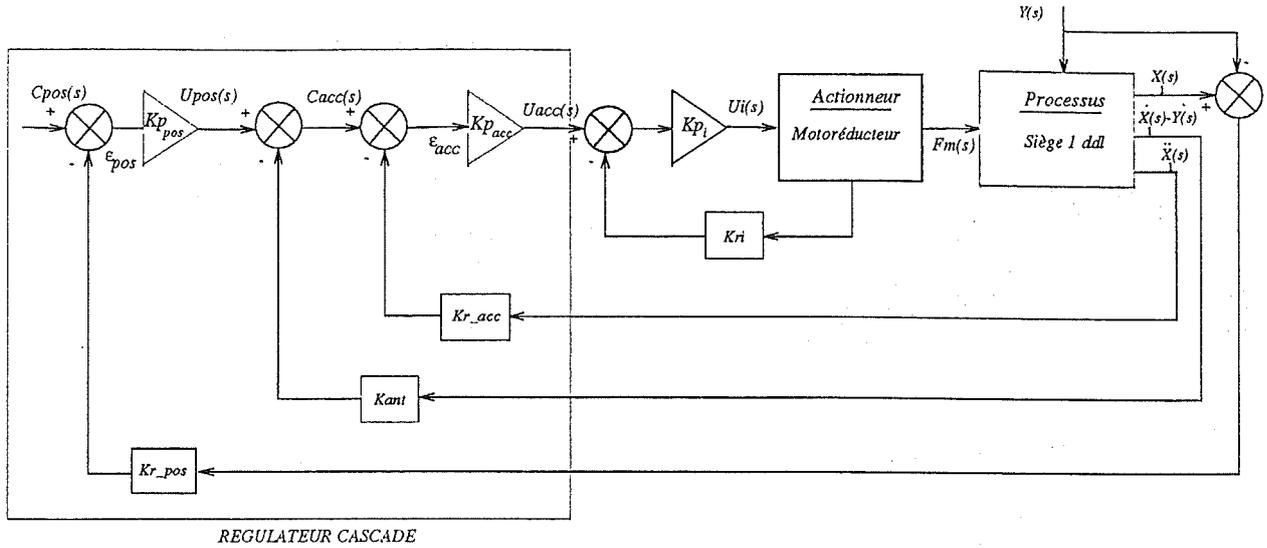


Fig. 4.41 – Schéma bloc du régulateur cascade avec anticipation

C_{acc} dans les deux configurations (cf. figure 4.42) :

$$C_{acc} = -((K_{ant}Kp_{pos})s - Kr_{pos}Kp_{pos}) [X(s) - Y(s)] \quad a) \quad (4.102)$$

$$C_{acc} = -(K_{ant}s - Kr_{pos}Kp_{pos}) [X(s) - Y(s)] \quad b) \quad (4.103)$$

Nous désirons obtenir une action d'anticipation découplée des autres actions du régulateur : le cas b) est choisi.

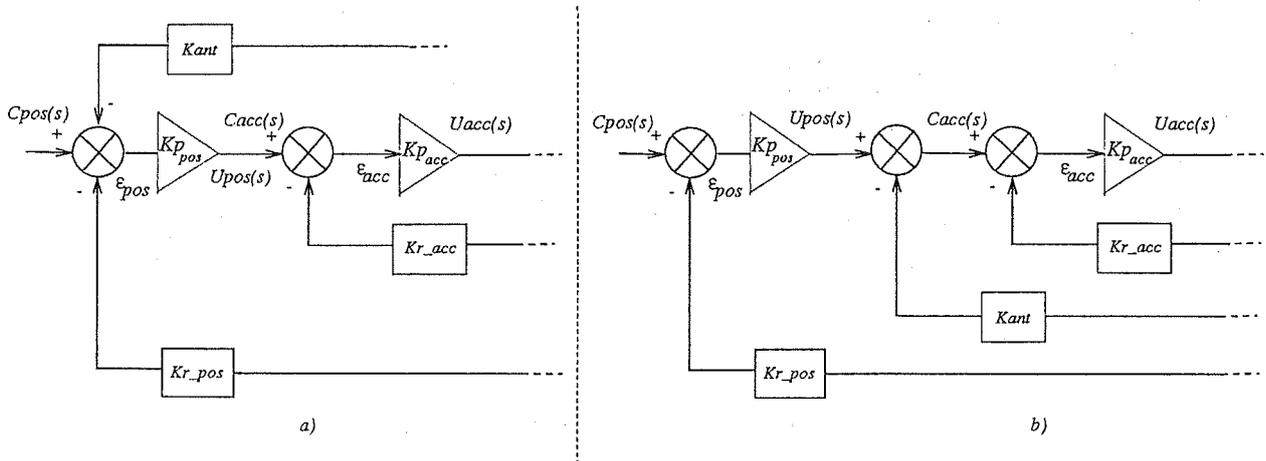


Fig. 4.42 – Comparaison de deux structures d'anticipation

L'équation supplémentaire relative à l'ajout de la boucle d'anticipation est :

$$C_{acc} = U_{pos} - K_{ant} (X(s) - Y(s)) \quad (4.104)$$

La nouvelle fonction de transfert du système est :

$$X(s) = \frac{G_{pos}}{D_2s^2 + D'_1s + D_0} C_{pos}(s) + \frac{D'_1s + D_0}{D_2s^2 + D'_1s + D_0} Y(s) \quad (4.105)$$

avec

$$D'_1 = D_1 + K_{ant} K_{p_{acc}} \frac{N_r K_i K_{p_i}}{R_p (R_g + K_{p_i} K_{r_i})} \quad (4.106)$$

L'anticipation agit uniquement sur le coefficient d'amortissement du système, sans modifier la pulsation propre. Le nouveau taux d'amortissement est :

$$\xi_{ant} = \frac{D'_1}{2\sqrt{D_0 D_2}} \quad (4.107)$$

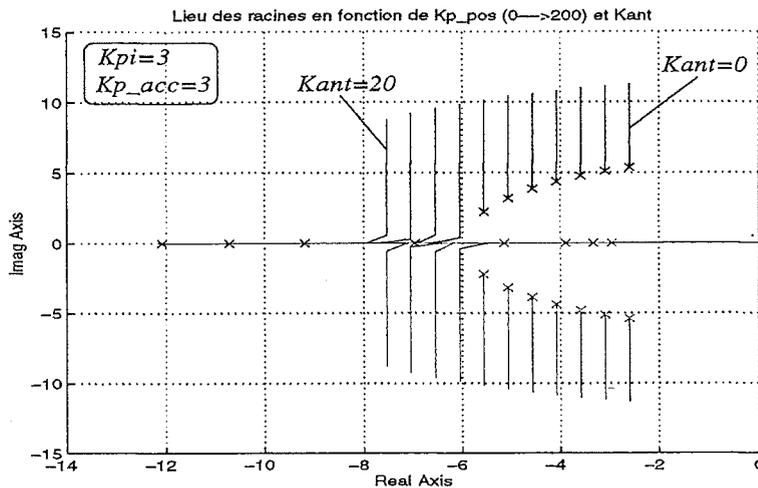


Fig. 4.43 – Lieu d'Evans : influence de l'action d'anticipation

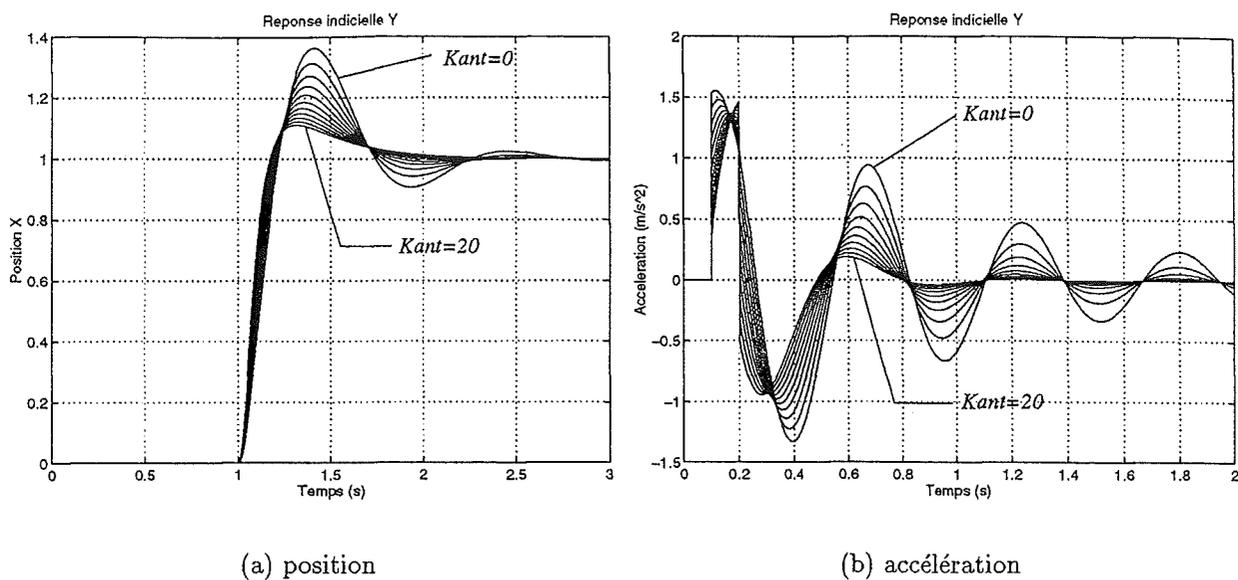
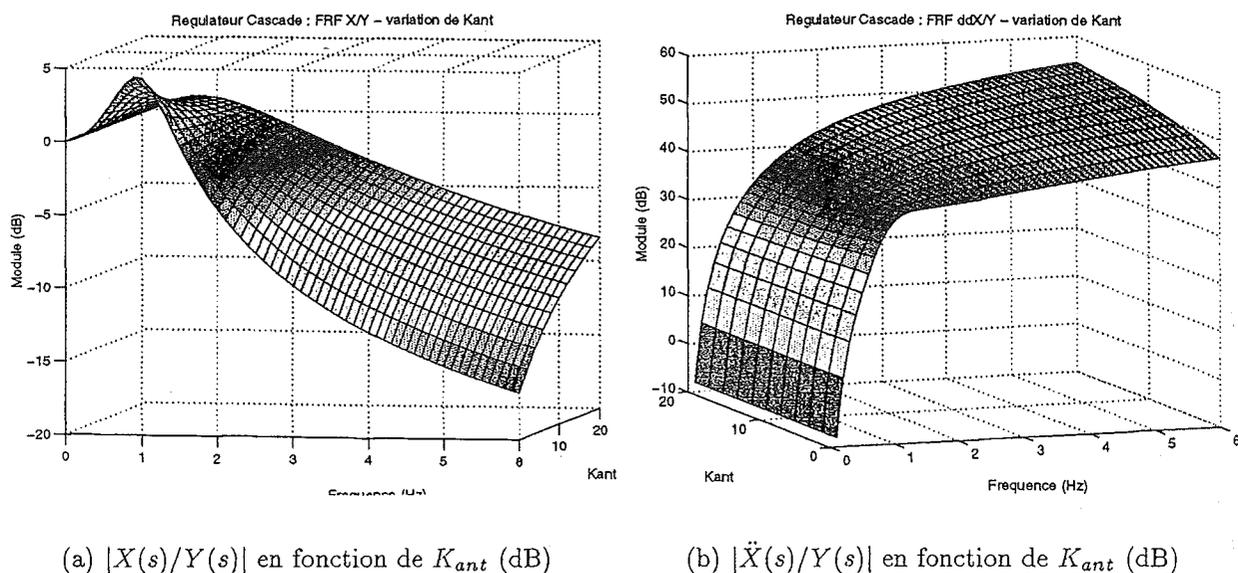
La figure 4.43 représente un réseau de lieu d'Evans calculé pour 10 valeurs du gain K_{ant} entre 0 et 10, lorsque le gain de la boucle en position varie de 0 à 200. Pour $K_{ant} = 14$, les pôles du système en boucle fermée deviennent réels : la réponse en asservissement est apériodique, c'est à dire sans dépassement.

La réponse indicielle en position, à un échelon de perturbation, est calculée pour 10 valeurs de K_{ant} (cf. figure 44(a)) : l'effet de la boucle d'anticipation est efficace sur l'amortissement de la réponse. La figure 44(b) montre l'effet de la commande sur la réponse indicielle en accélération. L'amplitude des pics d'accélération et le nombre d'oscillations diminuent. L'action d'anticipation permet de réduire simultanément l'amplitude du débattement et de l'accélération du système.

Le calcul des fonctions de transfert en fonction du paramètre de gain K_{ant} montre l'intérêt de la boucle d'anticipation. Une faible valeur du gain permet de limiter l'amplitude des réponses à la résonance sans vraiment dégrader le filtrage à haute fréquence.

4.3.3.10 Robustesse liée à la variation du chargement

Nous allons étudier la robustesse du système lorsque la masse M_o du passager varie. En effet, il est très important d'assurer la stabilité de la commande quelquesoit la masse du passager.

Fig. 4.44 – Réponses indicielles à un échelon Y en fonction de K_{ant} (a) $|X(s)/Y(s)|$ en fonction de K_{ant} (dB)(b) $|\ddot{X}(s)/Y(s)|$ en fonction de K_{ant} (dB)Fig. 4.45 – Module des fonctions de transfert du régulateur cascade ($K_{p_{acc}} = 3$, $K_{p_{pos}} = 300$)

On considère la variation de la masse M_o du système comme une incertitude $\Delta G(s)$ du modèle. Si on suppose que le régulateur comporte aucunes incertitudes, les incertitudes du système en boucle fermée dépendent seulement des incertitudes relatives sur le processus (cf. annexe B).

Pour étudier si la variation de M_o affecte la stabilité, un moyen simple est d'appliquer le critère du revers en traçant la fonction de transfert $G(s)$ dans le plan complexe (lieu de Nyquist) lorsque ω varie de 0 à l'infini. Pour plus de détails, on se reportera à l'annexe B.

On considère la masse nominale $M_o = 63$ kg et ses valeurs supérieure et inférieure telle que $M_{o_{sup/inf}} = M_o \pm 20\%M_o$. On considère la fonction de transfert du système en boucle ouverte $G(s)$:

$$G(s) = \frac{X(s)}{C_i(s)} = \frac{G_i}{Ms^2 + As + K_s} \quad (4.108)$$

avec

$$A = C_v + \frac{N_r^2 K_e K_i}{R_p^2 (R_g + K_{p_i} K_{r_i})} \quad (4.109)$$

La figure 4.46 représente le lieu de Nyquist $G(s)$ pour la valeur nominale de M_o et ses valeurs supérieure et inférieure. $G(s)$ n'entoure pas le point (-1) quelque soit la valeur de M_o ; la robustesse du système en boucle fermée est donc démontrée.

On a représenté sur le lieu de Nyquist les cercles d'incertitudes liés à la variation de M_o . Un autre moyen d'étudier la robustesse est de vérifier que les cercles n'atteignent pas le point (-1) .

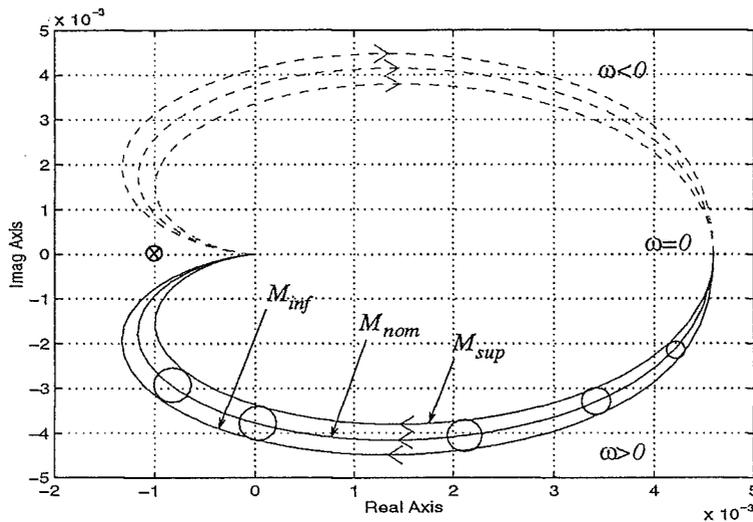


Fig. 4.46 - Lieu de Nyquist de $\frac{X(s)}{C_i(s)}$ en fonction de la masse du passager

Remarques:

La fonction de transfert étant à coefficient réels, $G(j\omega)$ et $G(-j\omega)$ sont symétriques par rapport à l'axe réel (trait en pointillé sur la figure 4.46).

L'incertitude augmente lorsque la pulsation croît pour passer par un maximum. Pour connaître la pulsation pour laquelle la variation est maximale, on calcule la dérivée de $|\Delta G(s)|^2$ suivant M telle que :

$$\frac{\partial |\Delta G(s)|^2}{\partial M} = \frac{2G_i^2 \omega^2 (\omega^2 M + K_s)}{(-\omega^2 M + K_s)^2 + A^2 \omega^2} \quad (4.110)$$

On trouve que le maximum de la variation du module $|\Delta G(s)|$ a lieu lorsque $\omega = \omega_o = \frac{K_s}{M}$, c'est à dire à la pulsation de résonance du système (intersection de $G(s)$ avec l'axe imaginaire pure).

4.4 Conclusions

L'étude préliminaire sur l'isolation vibratoire d'un siège conventionnel a permis de mettre en évidence le besoin d'un élément de suspension pour isoler davantage le conducteur des vibrations du plancher. Une suspension, munie d'un amortisseur passif correctement dimensionné, améliore nettement le confort mais demeure limité face aux performances des suspensions actives.

L'actionneur électromécanique (fonctionnement en frein ou moteur) a montré son adéquation à la commande de la suspension de siège. L'asservissement du courant avec un régulateur PI permet d'assurer les performances de la boucle de commande en terme de précision et stabilité. Les caractéristiques de l'actionneur ont été déterminées de manière à obtenir un coefficient d'amortissement maximal tout en limitant l'inertie ajoutée et la constante de temps électromécanique.

Afin de valider les approches théoriques retenues et prédire les performances du système, un modèle de connaissance a été élaboré. Cette phase de modélisation comporte différents objectifs : d'une part définir un modèle de conception qui permet de dimensionner le système (choix des principaux paramètres de conception) et d'autre part proposer un modèle prédictif du comportement global de la suspension active de siège. Le modèle linéaire a été affiné vers un modèle non-linéaire qui se rapproche davantage du système réel. Le modèle comprend la modélisation de :

- ▷ L'hystérésis dû aux frottements dans la suspension ;
- ▷ La raideur linéaire de la suspension ;
- ▷ L'actionneur ;
- ▷ La chaîne cinématique reliant l'actionneur à la suspension ;
- ▷ L'assise du siège (comportement linéarisé de la mousse) ;
- ▷ Le passager (masse inerte).

Parallèlement à cette phase de modélisation, nous avons constitué l'état de l'art des actionneurs qui sont utilisés dans les applications du contrôle actif des structures ([89]). Le résultat de cette étude a permis d'orienter notre choix vers un actionneur électromécanique. Ce type d'actionneur, très répandu, présente toutes les qualités requises pour être utilisé dans la commande du siège : puissance spécifique importante, bonne linéarité, rendement élevé, réversibilité excellente.

Le choix d'un motoréducteur à courant continu parmi le catalogue d'un constructeur s'est avéré une solution simple et rapide. Le respect de la condition de réversibilité de

l'actionneur nous permet d'envisager deux fonctionnements possibles :

- * Fonctionnement en génératrice (freinage dans les deux quadrants) : l'actionneur joue alors le rôle d'un amortisseur électromécanique piloté ;
- * Fonctionnement en moteur : contrôle du couple de freinage dans les quatre quadrants.

L'asservissement du courant d'induit, c'est à dire du couple de l'arbre moteur dans les deux cas de fonctionnement, permet d'envisager la mise en œuvre de lois de commande dissipative et active, en gardant la même configuration du système.

La transmission de puissance est assurée par une simple liaison engrenage, type pignon-crémaillère, capable de transmettre des efforts importants avec un bon rendement. Cet organe permet d'assurer la conversion de mouvement translation-rotation.

Les simulations numériques réalisées sur ce modèle ont montré l'efficacité théorique de la suspension active de siège. Trois lois de commande ont été étudiées puis simulées sur le modèle : deux lois dissipatives (amortisseur passif et semi-actif) et une loi active (régulateur cascade).

Les résultats obtenus avec un amortisseur passif ont montré les limites en terme d'isolation par rapport à la commande semi-active skyhook. Cette dernière permet de limiter le débattement tout en contrôlant l'accélération transmise au conducteur. L'isolation du conducteur est améliorée. De plus, aucune source de puissance extérieure n'est nécessaire. La loi de commande est simple et est bien adapté au problème de l'isolation du siège.

La commande active repose sur une décomposition simple du fonctionnement du système et sa structure est très proche des objectifs de confort à atteindre. Une structure de type « régulateur cascade » a été choisie et a démontré sa parfaite adaptation à la commande du siège. Ce régulateur comporte deux boucles en série, plus une troisième qui permet d'anticiper l'action d'une grandeur de régulation par la mesure de sa dérivée.

La synthèse du correcteur, boucle après boucle, a été effectuée par l'analyse temporelle du lieu des pôles du système en boucle fermée. Cette méthode a permis de vérifier la stabilité et la robustesse de chaque boucle. Nous avons pu mettre en évidence les avantages apportés par chaque boucle et les effets sur la dynamique du système. Les simulations des réponses indicielles et des fonctions de transfert nous a permis de valider l'efficacité de chaque régulateur sur l'isolation du siège. Les résultats ont montrés que la boucle en position n'était pas adapté au comportement en régulation (réjection de la perturbation) et donc inefficace pour l'isolation du siège. Par contre, la boucle interne et la boucle d'anticipation permet de répondre parfaitement aux objectifs d'isolation du siège. Les résultats obtenus ont permis de montrer l'avantage du découplage des actions de la commande sur la réponse du système ; l'accélération et le débattement du siège sont bien maîtrisés.

Chapitre 5

Prototype de la suspension active de siège

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différents éléments qui ont attiré à la conception, à l'optimisation et à la réalisation des parties mécaniques et électromécaniques du prototype de la suspension active du siège.

5.1 Description du prototype

5.1.1 Schéma de principe

Le schéma de principe du prototype de la suspension active de siège est présenté figure 5.1. Le dispositif est un système de suspension muni d'un actionneur électromécanique qui contrôle le mouvement du siège afin de maîtriser l'isolation de celui-ci.

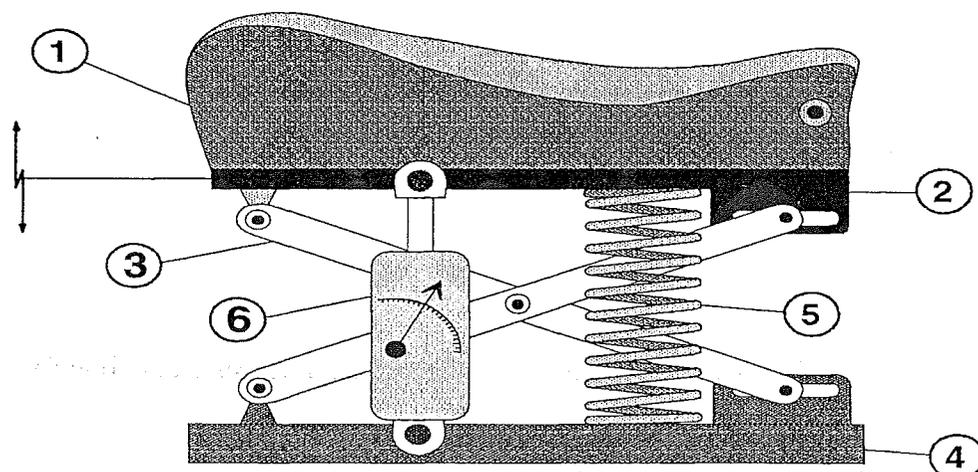


Fig. 5.1 - Schéma de principe du dispositif

Comme toute suspension, ce dispositif se compose principalement :

- d'un guide cinématique à mouvement plan donnant à l'embase du siège son degré de mobilité ;

- d'un système dit « ressort » donnant à la suspension sa raideur K_z selon son mouvement (généralement vertical) et dont la tension est réglable pour pouvoir s'adapter au large éventail de poids des occupants ;
- d'un amortisseur donnant à la suspension son facteur d'amortissement C_s .

Pour pouvoir offrir des modes de fonctionnement dits « semi-actif » et « actif », notre prototype de suspension se différencie des produits existants par :

- un élément « actionneur réversible » offrant soit un fonctionnement « amortisseur » à « caractéristique variable » de type dissipatif, soit un fonctionnement moteur, c'est à dire actif ;
- la présence d'une carte électronique [C] intégrant l'asservissement du couple frein/moteur de cet actionneur, en fonction d'une valeur de consigne élaborée par un circuit de calcul interne. Cette même consigne est élaborée en fonction d'informations provenant de capteurs permettant de connaître l'état vibratoire du système (accélération de l'embase du siège, vitesse relative par rapport au support fixe du plancher du véhicule, débattement).

5.1.2 Le prototype

Nous allons maintenant citer les principaux aspects innovants du prototype réalisé, concernant le guide cinématique, le système de raideur, l'actionneur et son dispositif de commande. Le schéma complet du prototype est préprésenté figure 5.2

Le guide cinématique a ici été réalisé par un mécanisme articulé appelé 6 barres de Watt offrant une très bonne approximation d'un mouvement de translation verticale sur une large course, pour des débattements articulaires réduits (minimisation des pertes par frottement).

De manière concrète, ce mécanisme innovant pour une suspension est composé de 2 barres ternaires (à trois axes) [3a] et [3b] montées en croix (réalisant donc un croisillon) et de 2 couples de barres binaires dont l'une est l'embase d'assise [2] et l'autre le support destiné à être fixé au plancher du véhicule [4]. Dans la réalité cet embiellage est dédoublé et deux systèmes identiques de faible épaisseur (relativement à la structure du siège) sont disposés à gauche et à droite du siège (cf. figure 5.3). Des pièces de liaison droite/gauche viennent donner à l'ensemble sa rigidité selon les autres axes de mouvement que celui désiré.

Ensuite, le système donnant à la suspension sa raideur a été conçu et optimisé pour simplifier la modélisation du système et surtout pour simplifier les relations entre les paramètres de conception et les grandeurs physiques dont dépend le comportement vibratoire. Nous avons choisi ici de concevoir ce système de raideur à tension réglable de manière à

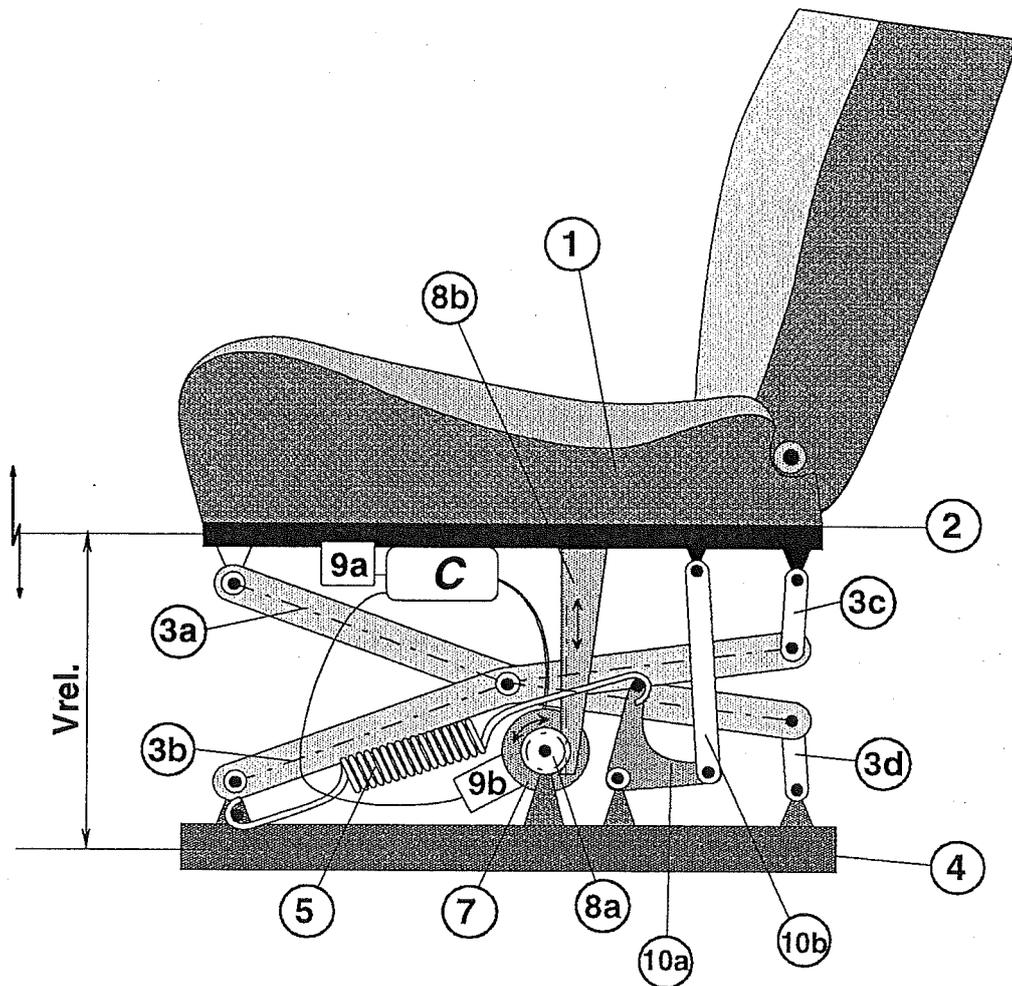


Fig. 5.2 – Schéma d'ensemble du prototype de siège à suspension active

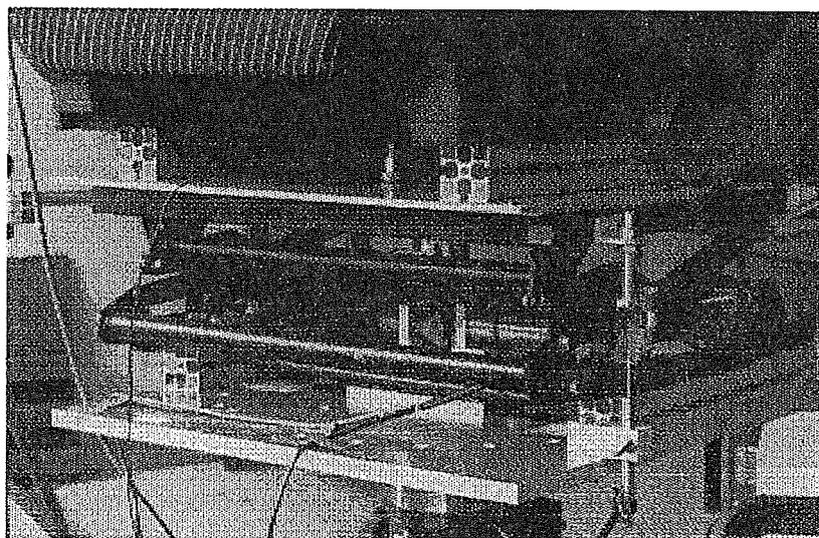


Fig. 5.3 – Vue d'ensemble du prototype de la suspension

obtenir :

- une raideur K_z (raideur du siège dans son mouvement) constante sur toute la course du mouvement ;
- une raideur K_z indépendante du réglage de tension destiné à équilibrer le mécanisme en position nominale sous une charge verticale variable correspondant à une plage de 90% des conducteurs.

L'autre particularité importante de ce système de raideur provient de sa réalisation qui permet de découpler son action du guide cinématique. Deux ressorts [5] de traction agissent en parallèle (pour distribuer correctement les efforts dans le mécanisme selon l'axe gauche/droite) sur un embiellage de type « genouillère », composé de deux bielles [10a] et [10b]. L'une des bielles joue le rôle de la cuisse sur laquelle agissent les muscles (ressorts) et l'autre joue le rôle de la jambe qui transmet la poussée. Disposé entre le support fixe et l'embase d'assise, ce système articulé appelé « genouillère » permet d'injecter un effort du sol vers l'assise sans induire d'efforts de transmission dans les pivots du guide cinématique. Nous analyserons plus en détail l'intérêt de cette disposition du point de vue du rendement mécanique.

Enfin, l'aspect principalement innovant de ce prototype de suspension semi-active ou active concerne « l'actionneur réversible ». Celui-ci est réalisé par ensemble mécanique composé d'un moteur à courant continu [7] pouvant délivrer un couple dans les quatre quadrants de fonctionnement et d'une chaîne de transmission de mouvement constitué d'un système de transformation de mouvement translation/rotation [8] et d'un organe de type réducteur/multiplicateur [8c].

Le système de transformation de mouvement est ici réalisé par un engrenage pignon/crémaillère, la crémaillère [8b] étant orientée verticalement et liée à l'embase du siège et l'axe pignon [8a] lié au support fixe. Cet engrenage convertit les oscillations verticales de l'embase du siège en mouvement rotatif alterné du pignon, qui par le biais du réducteur/multiplicateur [8c], ce traduit en rotations du moteur. Le réducteur/multiplicateur permet ainsi un fonctionnement de l'actionneur dans une plage vitesse/couple optimale. Cette chaîne cinématique réalise ainsi la transmission de puissance du couple (frein ou moteur) du moteur vers un effort vertical sur l'assise. De ce point de vue, son optimisation concerne son rendement et son facteur de vitesse V_{rel}/ω_{mot} en m/radians.

Dans notre réalisation, deux capteurs sont utilisés pour déterminer les vitesses nécessaires à la génération de la consigne. Le premier [9a] est un accéléromètre monté sur l'embase du siège, son signal sera intégré pour obtenir la vitesse absolue de cette embase, le second [9b] est un capteur tachymétrique intégré au moteur délivrant une information directement liée à la vitesse relative entre l'embase et le support fixé au plancher. Pour assurer l'instrumentation du prototype pour les mises au point et les essais, un capteur de déplacement a été ajouté entre [2] et [4] (non représenté sur le schéma de la figure 5.2).

Remarque :

La mesure de la vitesse relative par le capteur [9b] peut être reconstruite à partir des mesures du courant et de la tension d'induit aux bornes du moteur. Ceci permet d'éviter l'utilisation du capteur tachymétrique.

5.2 Conception des sous-ensembles mécanique et électromécanique

Par sous-ensemble mécanique, nous entendons le guide cinématique et le système de raideur à tension réglable. La partie électromécanique comprend elle le moteur et sa chaîne de transmission et sera ici découpée en un sous-ensemble moto-réducteur et un engrenage de transfert translation/rotation.

Pour la partie mécanique, nous avons choisi dès le début de la conception de découpler la fonction guide cinématique, qui donne à la suspension sa mobilité, et la fonction raideur afin de :

- faciliter la recherche de solutions relatives au réglage de la raideur ;
- permettre d'éventuelles évolutions d'une partie sans modification de l'autre ;
- pouvoir optimiser chacune des fonctions à l'aide de jeux de paramètres indépendants ;
- tirer profit du savoir faire Bertrand Faure dans la réalisation de mécanisme de réglage.

Pour le guide cinématique, l'objectif est de réaliser un système mécanique à un degré de liberté, en l'occurrence, un mouvement le plus proche possible d'une translation verticale. Ce type de système est généralement appelé mécanisme générateur de mouvement. Pour expliquer la démarche de conception de ce type de système et justifier notre réalisation, nous allons rappeler quelques notions de la théorie de mécanisme.

5.2.1 Éléments de théorie des mécanismes

5.2.1.1 Généralités

Un mécanisme peut être défini au sens large comme un assemblage de pièces, ou corps solides, destiné à produire, transmettre ou transformer un mouvement ou une force.

La théorie des mécanismes est la discipline de la mécanique dont l'objet particulier est l'étude de la structure, de la cinématique et de la dynamique des mécanismes. Cette étude peut être envisagée selon deux points de vue : l'analyse et la synthèse.

On parle d'analyse lorsque qu'un mécanisme est connu par ses caractéristiques matérielles et dimensionnelles et que l'on cherche à en déterminer les caractéristiques de fonctionnement en termes cinématiques (trajectoire, déplacements, vitesses, etc.) et dynamiques (accélérations, forces, etc.). C'est le point de vue du physicien.

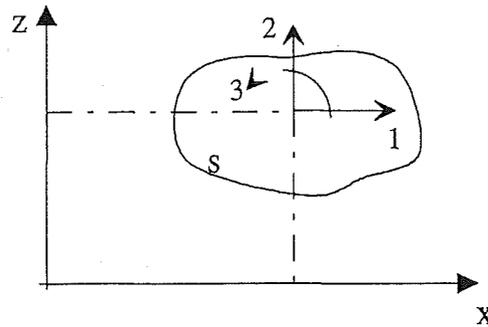


Fig. 5.4 – Degrés de liberté d'un solide dans le plan

On parle de synthèse lorsque l'on cherche à déterminer la structure et les caractéristiques physiques et dimensionnelles d'un mécanisme permettant d'obtenir un fonctionnement donné en terme de mouvement ou de transmission d'effort. C'est le problème auquel est généralement confronté le concepteur et qui nous intéresse ici.

La méthode générale de synthèse d'un mécanisme comporte trois phases :

1. **L'analyse fonctionnelle** est l'analyse du fonctionnement demandé en termes cinématiques (trajectoire, vitesse, etc) et dynamiques (accélération, transmission de forces, etc) ;
2. **La synthèse structurale.** Le but est de déterminer les éléments constitutifs des chaînes cinématique assurant les liaisons désirées et offrant la mobilité souhaitée. Ce travail repose sur des méthodes d'analyse combinatoire et sur la théorie des graphes ;
3. **La synthèse dimensionnelle.** Déterminer les caractéristiques géométriques (dimensionnelles) des corps et la configuration spatiale du mécanisme. Si certaines méthodes de construction graphiques sont alors très performantes dans des cas simples ou singuliers, ce travail fait généralement appel à des méthodes numériques complexes.

5.2.1.2 Précisions théoriques sur les mécanismes à mouvement plan

5.2.1.2.1 Considérations générales. On parle de mouvement plan lorsque les éléments constituant le mécanisme se déplacent parallèlement à un même plan que nous noterons pour la suite (o, \vec{x}, \vec{z}) .

Dans un mouvement plan, un solide possède donc au maximum trois degrés de liberté pouvant se décomposer en deux translations suivant les axes de référence du plan et une rotation autour de son axe perpendiculaire \vec{y} .

La limitation des mouvements possibles de l'espace au plan n'est évidemment possible que par l'obtention d'efforts au niveau des liaisons. Les efforts transmis et les contraintes mécaniques induits par ces différentes liaisons mécaniques sont cependant différentes. Des contraintes mécaniques apparaissent en effet dans un mécanisme articulé à mouvement plan si les liaisons pivot utilisées n'ont pas toutes des axes parfaitement perpendiculaires au plan

du mouvement et si elles induisent trop de blocage en translation selon cet axe. L'étude d'un mécanisme à mouvement plan à l'aide d'une modélisation plane des liaisons se révèle à l'usage très pratique mais peut cacher des problèmes importants d'hyperstatisme.

Dans une modélisation plane, le nombre de type de couples cinématique se réduit ainsi à trois :

1. La liaison pivot (1 mouvement de rotation, 2 conditions de liaisons) ;
2. La liaison glissière (1 mouvement de translation rectiligne, 2 conditions de liaison) ;
3. La liaison annulaire (1 mouvement de translation curviligne et 1 rotation, 1 condition de liaison).

5.2.1.2.2 Degrés de mobilité d'un mécanisme à mouvement plan. Dans le cas des mécanismes plans, les corps sont généralement appelés barres.

Le degré de mobilité d'un mécanisme plan composé de N corps solides, celui pris pour référence étant compté, est donné par l'expression :

$$d = 3 \times (N - 1) - \sum_{k=1}^{k=2} k \times p_k \quad (5.1)$$

où p_k est le nombre de couples cinématiques (liaisons) de classe c_k , introduisant k conditions de liaison.

Pour simplifier l'exposé de la méthode, nous ne considérerons par la suite que les chaînes cinématiques planes composées de couples cinématiques de la classe c_2 , c'est à dire exclusivement les glissières et les articulations. Ce sont des liaisons dites binaires.

On distinguera les barres en fonction du nombre de couples cinématiques auxquels elles coopèrent. On utilisera le terme de barre binaire pour une barre coopérant à deux couples, ternaire pour trois, etc.

5.2.1.2.3 Relations entre le nombre de barres et le nombre de couples cinématiques. Considérons une chaîne cinématique plane composée de N barres et J couples cinématiques binaires. Le degré de mobilité de la chaîne est donné par :

$$d = 3 \times (N - 1) - 2 \times J \quad (5.2)$$

d'où, pour $d=1$:

$$J = \frac{3 \times N}{2} - 1 \quad (5.3)$$

La condition que J soit entier offre un premier résultat intéressant : pour obtenir un degré de mobilité de 1, il faut que N soit pair et supérieur à 2 et à chaque fois que l'on ajoutera 2 barres, il faudra ajouter 3 liaisons.

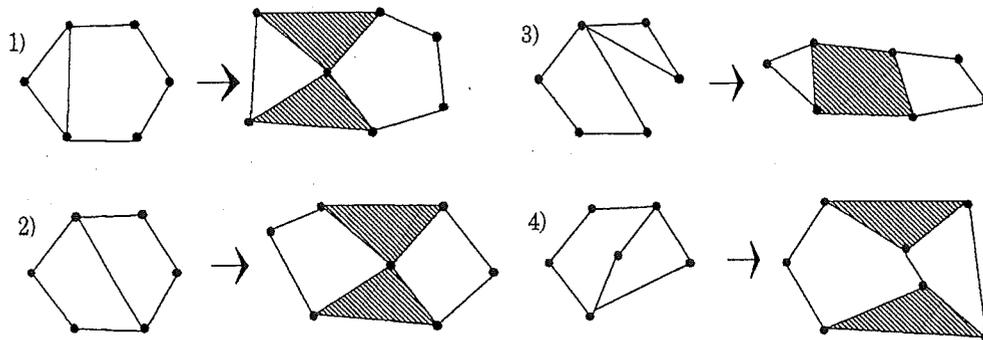


Fig. 5.5 – Graphes et chaînes cinématique pour le mécanisme 6 barres

En notant b_i le nombre de barres d'ordre i , et pour obtenir un degré de mobilité égal à 1, il faut donc :

$$b_2 = 4 + \sum_{i=4} (i - 3) \times b_i \quad (5.4)$$

On en déduit une règle simple : une chaîne cinématique plane à 1 degré de mobilité comporte au moins 4 barres binaires.

Le mécanisme articulé 4 barres est donc le plus simple de la liste des mécanismes à 1 de mobilité. C'est la raison principale de sa grande utilisation dans de multiples domaines.

5.2.1.2.4 La création des chaînes. Après avoir déterminé les éléments constitutifs de la chaîne cinématique souhaitée, il s'avère nécessaire de rechercher la configuration spatiale adéquate.

Cette détermination repose mathématiquement sur la théorie des graphes. Pour le 4 barres, cette recherche est simple. Un seul type de graphe existe, et par suite un seul type de chaîne.

Pour une chaîne de type 6 barres, la relation (5.3) indique que 7 couples cinématiques sont nécessaires pour obtenir un degré de mobilité de 1. Ce mécanisme comporte 2 configurations possibles : 4 barres binaires et 2 barres ternaires ou 5 barres binaires et 1 barre à 4 liaisons (cf. figure 5.5).

On notera que certains graphes peuvent donner lieu à des chaînes cinématiques dégénérées : dans les cas 1) et 3) un groupe de trois barres se trouve triangulé de manière rigide et pourrait être remplacé par une seule barre binaire. Le système obtenu à le fonctionnement du système 4 barres restant. Ainsi seules les chaînes 2) et 4) sont de réels 6 barres.

La chaîne 2) est appelée le « 6 barres de Watt », la chaîne 4) 6 barres de « Stephenson ».

5.2.1.2.5 La création d'un mécanisme La différence fondamentale entre une chaîne cinématique et un mécanisme c'est qu'une chaîne à une structure alors qu'un mécanisme possède un mode de fonctionnement. Créer un mécanisme à partir d'une chaîne consiste à

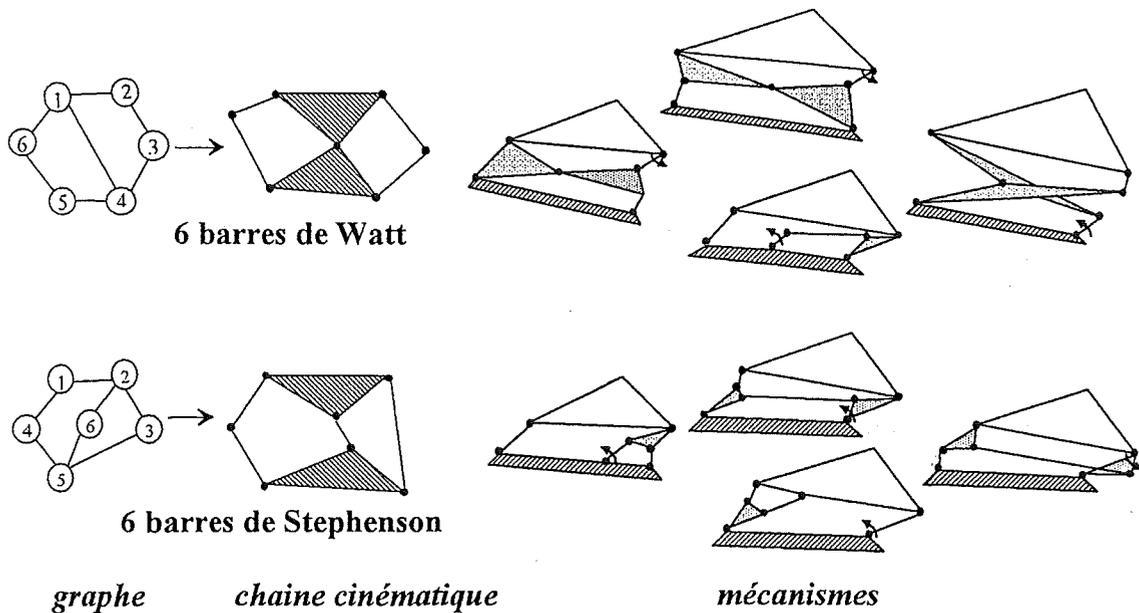


Fig. 5.6 – Graphes et chaînes cinématique pour le mécanisme 6 barres

prendre pour référence (ou considérer fixe) l'une des barres du système et à choisir la liaison motrice et la barre réceptrice. Les autres prendront le nom de bielle ou de coupleur.

Si le mécanisme obtenu aura le même degré de mobilité que la chaîne de départ, il existe cependant autant de possibilités de construire un mécanisme, sur la base d'une même chaîne cinématique, que de possibilités de choisir la barre de référence et la barre réceptrice parmi les N barres constituant la chaîne, et la liaison motrices parmi les J liaison. Du fait des symétries possibles, certaines dispositions correspondent toute fois à un même principe de fonctionnement.

Le schéma de la figure 5.6 montre, pour le mécanisme articulé 6 barres, comment on passe ainsi du graphe des liaison, à la chaîne cinématique, puis au mécanisme. Tous les mécanismes possibles ne sont pas représentés.

5.2.2 Synthèse du guide cinématique 6 barres

5.2.2.1 Analyse fonctionnelle

∗ existantes, le mouvement plan réalisé est généralement assimilable à une translation verticale (selon l'axe \bar{z}). Certains mouvements pseudo-parallèles non rectilignes pourraient être justifiés du point de vue ergonomique. Certains auteurs proposent en effet des mouvements de rotation autour de points singuliers du squelette humain, tels que l'articulation de la cheville ou celle du genoux. Ces mouvements particuliers offrent l'intérêt de respecter la biomécanique de l'individu assis, en mobilisant les membres inférieurs sans modifier de manière gênante la position des pieds sur les pédales.

Malgré ces considérations ergonomiques, qui devront tôt ou tard être prises en compte,

nous avons choisi de réaliser un mouvement plan vertical conformément au modèle théorique que nous utilisons. Ce choix résulte du fait que les vibrations que nous souhaitons filtrer sont principalement verticales et que la masse vibrante est soumise à un champ de pesanteur vertical.

5.2.2.2 Synthèse structurale

Comme nous l'avons vu, le mécanisme à 1 degré de liberté le plus simple est le 4 barres. C'est donc le premier à envisager.

Cependant, nous souhaitons obtenir une course importante et un mouvement de translation rectiligne ; ce mécanisme séduisant ne répond pas à notre problème. Nous avons choisi alors de recourir à un mécanisme 6 barres.

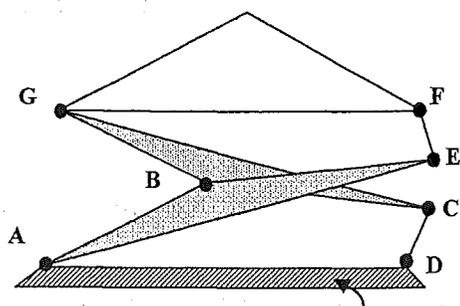


Fig. 5.7 - Mécanisme 6 barres de Watt

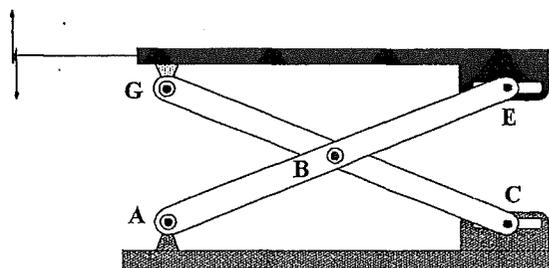


Fig. 5.8 - Mécanisme à croisillon

Parmi tous les mécanismes de type 6 barres que nous avons envisagé, celui qui nous a semblé présenter le plus d'avantage est celui représenté figure 5.7.

C'est un 6 barres de Watt très proche par sa structure du mécanisme le plus fréquemment utilisé pour les suspensions de sièges de poids-lourds appelé « croisillon ». Ce mécanisme à « croisillon » peut être considéré du point de vue cinématique comme un 6 barres dont les bielles CD et EF seraient de longueur infinie et de direction verticale et qui auraient été substitué par les liaisons annulaires donnant au points E et C la même mobilité.

L'utilisation d'un croisillon présente pour principal avantage d'offrir une vraie translation verticale du plateau supérieur et de grandes courses. Aussi, il n'utilise qu'un volume vertical relativement réduit en position basse, par sa capacité à se replier et se déployer.

Son principal inconvénient est de générer d'importantes pertes par frottement au niveau des axes E et C mobiles dans leurs coulisses respectives.

Sous un chargement donné, supposons un effort normal N sur l'axe E . L'effort tangentiell dû aux frottements est :

$$T = f.N \quad (5.5)$$

avec f le coefficient de frottement. La puissance perdue par frottement est :

$$P_f = f.N.V_E \quad (5.6)$$

ou V_E est la vitesse du point E dans sa coulisse. Si cette coulisse est circulaire de rayon R (équivalent à EF), on obtient :

$$P_f = f.N.R.\omega \quad (5.7)$$

avec $\omega = V_E/R$ vitesse angulaire de la bielle équivalente EF .

Si maintenant on revient au concept 6 barres, où la coulisse est remplacée par une bielle EF , dans des conditions de chargement équivalentes, la puissance perdue par frottement au niveau des axes E et F est :

$$P_f = f.N.r.\omega \quad (5.8)$$

où r est le rayon des axes E et F .

On comprend alors aisément l'intérêt du « vrai » 6 barres vrai par rapport au croisillon du point de vue des pertes par frottement.

5.2.2.3 Synthèse dimensionnelle

Dans le cas général, la synthèse dimensionnelle d'un mécanisme 6 barres à l'aide de seules routines numériques est un tâche très difficile.

Nous allons brièvement résumer les différentes étapes de la synthèse dimensionnelle du mécanisme 6 barres, sans rentrer dans le détail de la mise en équation ni des calculs.

Supposons que le mécanisme ait été créé à partir de la chaîne cinématique de la figure 5.9. La barre de référence choisie est AD , la barre portant l'assise est GF dont M est le point de référence dont on désire maîtriser la trajectoire.

Cette description initiale étant connue, chaque nouvelle position peut être définie par un seul paramètre appelé variable cinématique car la mobilité du système est 1.

Pour le mécanisme assemblé, on peut écrire les équations provenant du respect des liaisons : ce sont les relations vectorielles assurant la fermeture des différentes boucles fermées et la position du point M . En projetant ces équations vectorielles sur les axes \vec{x} et \vec{z} du plan de référence, et en les exprimant en fonction des paramètres précédents, on obtient les équations décrivant le mouvement plan réalisé par le mécanisme.

Les conditions imposées en termes de mouvement sont les p positions de précisions à respecter. Soit 2 équations pour la position initiale car l'angle de la barre FG par rapport à l'assise n'est pas contraint, mais seule sa variation doit être imposée et 3 équations par position de précision.

Soit au total $3.p-1$ équations et $15+p$ inconnues qui sont les paramètres $x_A, z_A, ab, bc, cd, ad, v^\circ, d, bcg^\circ, gm, fgm^\circ$ et les $p z g_i$.

Le système admettra une solution mathématique et une seule si le nombre d'inconnues est égal au nombre d'équations soit la condition :

$$15 + p = 3.p - 1 \quad (5.9)$$

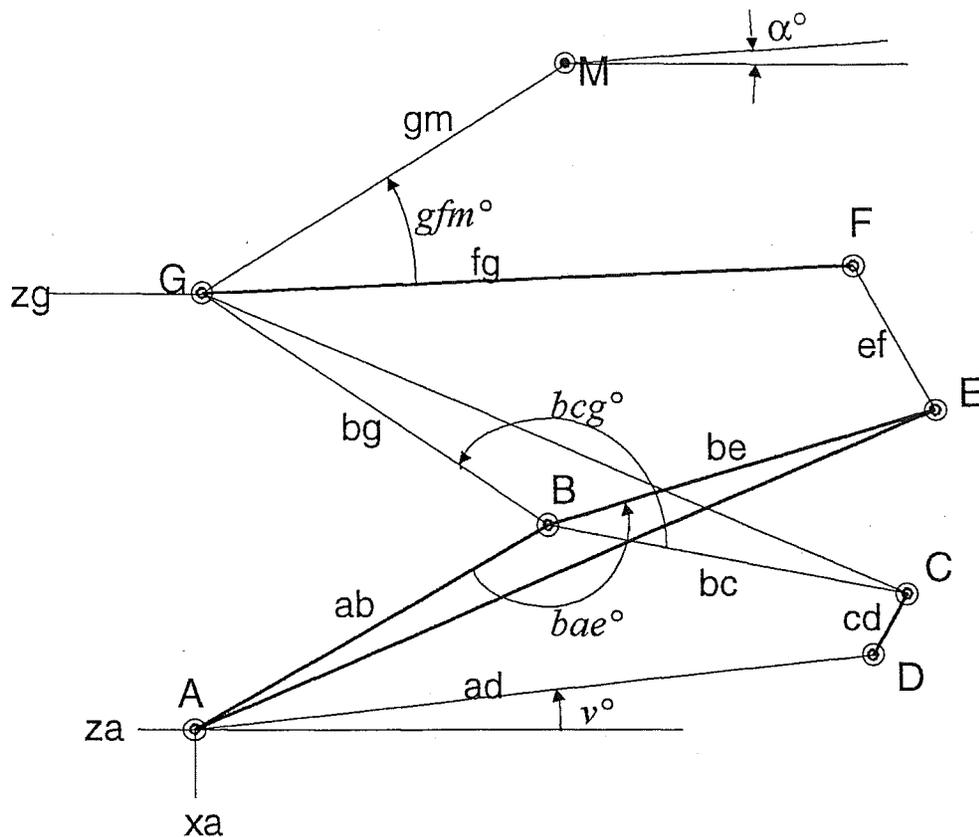


Fig. 5.9 – Chaîne cinématique du 6 barres de Watt

d'où $p = 8$.

Il ne sera donc possible, avec un système 6 barres, de respecter de manière exacte un maximum de 8 positions de précision.

Dans un contexte siège automobile, les points G, F, A et D sont contraints à être situés dans des zones très réduites. Imposer cependant la position de ces 4 points reviendrait à supprimer 8 paramètres et par suite 4 positions de précision pouvant être respectées. De plus, les équations du système à résoudre sont fortement non linéaires et les méthodes numériques sont vite inefficaces lorsque l'on ne dispose pas d'un jeu de paramètres proches de la solution recherchée.

Face à ces difficultés, nous avons choisi une autre voie. Nous avons recherché à résoudre le système en imposant :

$$v^\circ = 0$$

$$FG = AD$$

$$EF = CD$$

$$\text{triangle}(BE, BA) = \text{triangle}(BG, BC)$$

Ce qui réduit à 6 le nombre de paramètres et conduit à 5 positions pouvant être respectées. La mise en équation du système est notablement simplifiée et certains composants standardisés, ce qui du point de vue industriel est un réel avantage.

Nous avons ainsi obtenu, pour une course totale possible de 100 mm en z :

- une variation maximale de α° de moins de 0.09° ;
- une variation maximale de xM de moins de 0.12 mm.

Et ceci, avec une dimension en hauteur AG de 40 mm en position basse, ce qui est une performance inaccessible avec un 4 barres. Finalement, le schéma du guide cinématique 6 barres plan obtenu est représenté figure 5.10.

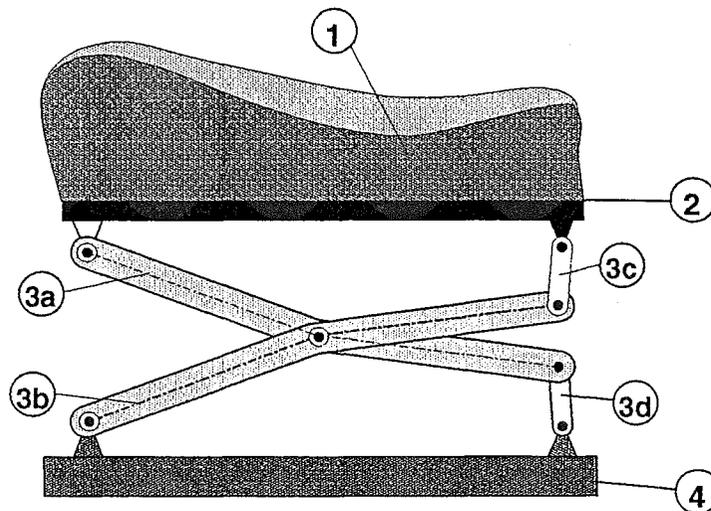


Fig. 5.10 - Schéma du guide cinématique 6 barres

5.2.3 Conception du système de raideur

5.2.3.1 Analyse fonctionnelle

Comme ceci a été évoqué, la fonction de ce dispositif est de donner au guide cinématique sa raideur dans son mouvement, ici une translation verticale de l'embase de l'assise. Cette raideur sera notée K_z . Dans les sièges de réalisation classique, mousse+nappe, cette raideur résulte de nombreux paramètres de conception dont les influences et les inter-relations sont mal connues. Elle varie aussi fortement en fonction des conditions de sollicitation du siège, selon des lois que nos connaissances et nos modèles actuels permettent de modéliser difficilement. Nous désirons être en mesure d'établir des modèles prédictifs les plus simples possibles pour être mieux maîtrisés.

Face à la diversité des poids, constatée à travers la population des automobilistes, il s'avère, de plus, nécessaire de prévoir un réglage de la tension du système de raideur pour replacer la position d'équilibre de la suspension à sa position nominale (par rapport aux butées).

L'amplitude de ce réglage est importante car pour couvrir 90% de la population, une adaptation à des poids de 45 kg à 95 kg est nécessaire. Pour être en mesure de replacer

la suspension en position nominale pour 99% de la population, il faudrait alors assurer un réglage de 40 kg à 110 kg. Notons tout de même que le fonctionnement de la suspension peut être satisfaisant même si cette position nominale n'est pas précisément atteinte, puisqu'il s'agit de s'assurer que pour les individus de poids extrêmes, les butées ne soient pas atteintes sous sollicitations dynamiques. Comme nous le verrons, une suspension « contrôlée » offre d'ailleurs des possibilités complémentaires pour éviter la percussion des butées.

Ce réglage de la tension, pourrait, tel que cela peut s'observer sur certaines suspensions de siège de poids lourds, modifier la raideur K_z . Ceci pourrait d'ailleurs être une bonne solution pour protéger des butées ou offrir une pulsation propre constante, avec le risque si le réglage est laissé à la charge de l'utilisateur, qu'il conduise à une mauvaise valeur K_z .

Néanmoins, s'il est vrai qu'une trop forte raideur est nuisible au confort des automobilistes légers, rien ne permet de justifier qu'il faille augmenter la raideur pour ceux dont le poids est plus important. Ainsi, le choix d'une raideur constante « pour tous » se trouve argumenté.

Nous avons donc choisi de concevoir ce système de raideur à tension réglable de manière à obtenir :

- une raideur K_z (raideur du siège dans son mouvement) constante sur toute la course du mouvement ;
- une raideur K_z indépendante du réglage de tension destinée à équilibrer le mécanisme en position nominale sous une charge verticale variable, correspondant à une plage de 90% des conducteurs.

Le premier choix qui a été fait a consisté en l'utilisation de ressorts de traction afin de faciliter leur l'interchangeabilité d'une part, et de simplifier le réglage de la tension d'autre part.

Les contraintes de volume nous ont aussi conduit à rechercher des solution permettant de coucher les ressorts selon un axe quasi-horizontale.

Enfin, un de nos objectifs principaux a été de découpler l'action du système de raideur du guide cinématique. Ce choix permet à la fois d'étudier et concevoir des modules indépendants, et de ne pas induire, par les ressorts, d'efforts de réaction supplémentaires sur les pivots du guide cinématique, ce qui augmenterait inutilement les pertes par frottement et réduirait les performances du filtrage.

C'est ainsi que nous avons choisi de réaliser un embiellage indépendant de type genouillère, composé, comme nous l'avons précédemment décrit, de deux bielles dont l'une est articulée au sol et subit la traction des ressorts, et qui, par le moment ainsi créé, renvoie un effort de poussé vers l'embase de l'assise par l'intermédiaire d'une deuxième bielle de liaison [10b] dirigée vers le haut.

L'axe de poussé de cette « jambe » de la genouillère, qui ne reste pas exactement constant au cours du mouvement de l'assise, a été optimisée pour rester le plus proche de la verticale.

Cette disposition particulière permet d'obtenir, à l'équilibre statique, c'est à dire lorsque l'action du poids de l'occupant est compensée par la réaction des ressorts transmis par les « jambes », une annulation des efforts de réaction dans les liaisons du guide cinématique. Pour être plus précis, les efforts de réactions aux liaisons du guide cinématique ne proviennent plus que des efforts externes autres que la charge verticale à supporter. Par ce biais, l'hystérésis effort/déplacement en z du système mécanique est considérablement amélioré puisque seuls deux, des trois axes de l'embilage « genouillère », sont consommateurs de puissance (l'axe de liaison à l'embase d'assise subit certes l'effort produit, mais sa rotation n'est que de quelques degrés et le travail des efforts de frottement est donc négligeable).

5.2.3.2 Calcul et optimisation du système de raideur

5.2.3.2.1 présentation du problème. Il s'agit de déterminer la raideur du ressort de traction [5] et la géométrie du système de genouillère afin d'obtenir la raideur verticale désirée pour la suspension.

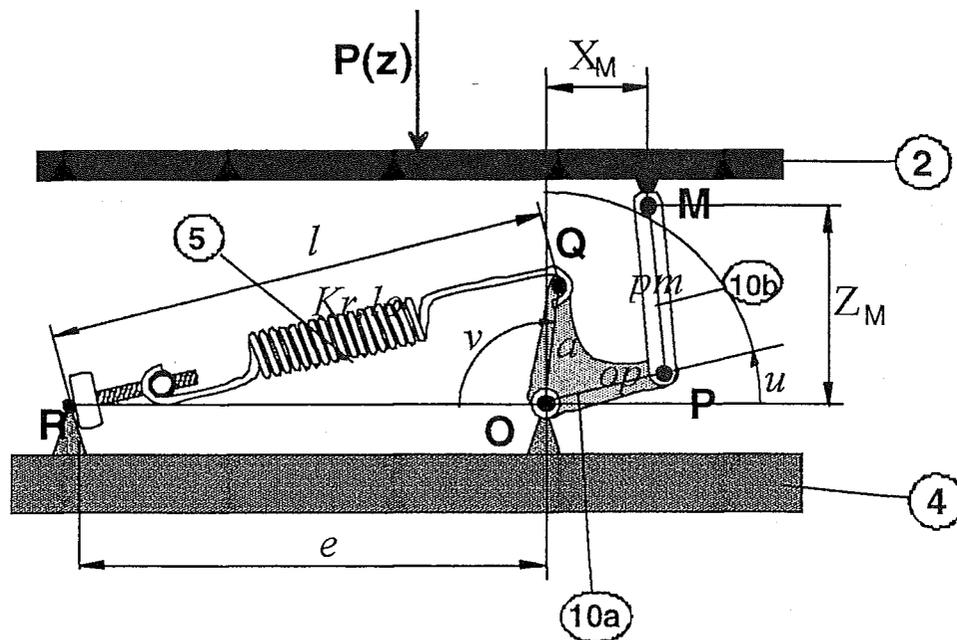


Fig. 5.11 - Schéma du dispositif de raideur

Les paramètres géométriques du système genouillère/ressort sont précisés par la figure 5.11. Les valeurs en position basse des angles u et v , et la distance Z_M , seront notées u_0 , v_0 et Z_{M0} .

L'objectif est d'obtenir une charge verticale $P(z)$ respectant une loi linéaire du type :

$$P(z) = P_0 - K_z \cdot z \quad (5.10)$$

où K_z est la raideur désirée en z et P_0 est la charge équilibrée en $z = 0$ (le signe $-$ résulte de l'orientation positif de l'axe z vers le haut).

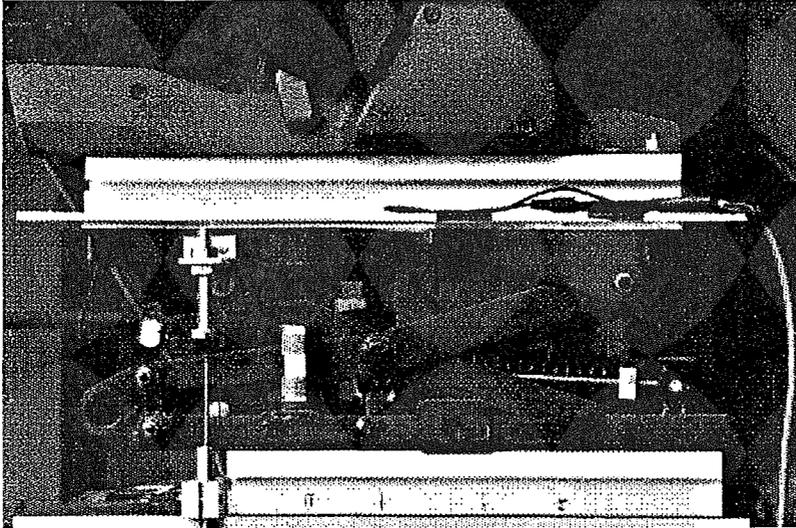


Fig. 5.12 – Guide cinématique et dispositif de raideur

Un choix d'axe astucieux permet d'écrire :

$$P(\Delta z) = Kz \cdot \Delta z \quad (5.11)$$

Les paramètres disponibles pour respecter au plus près cette loi sont au nombre de 9 : les longueurs e , a , op , pm , X_M ; les angles u_o et v_o ; et les caractéristiques K_r et l_o du ressort.

Comme le schéma 5.11 le montre, le réglage de la tension, destiné à adapter la suspension à des poids de 45 à 95 kg, est réalisé à l'aide d'un système vis/écrou (motorisé sur le prototype).

Mathématiquement, ce réglage n'affecte pas la raideur K_r du ressort, mais induit uniquement un offset sur la valeur l_o . Le paramètre l_o est ainsi affecté à la fonction de réglage de la tension ; il reste alors 8 paramètres pour optimiser le respect de la loi (5.11).

L'effort du ressort est donné par la relation :

$$F_r(l) = K_r \cdot (l - l_o) = K_r r \cdot \Delta l \quad (5.12)$$

Remarque : Les calculs sont ici effectués avec un seul ressort. Le prototype a été réalisé avec 2 ressorts montés en parallèle, ce qui revient à réaliser $K_{r,réel} = K_r/2$, mais ne change pas le reste des calculs.

La mise en équation est immédiate par le principe des travaux virtuels, en considérant l'hypothèse que les liaisons sont parfaites (travail des forces de liaison nul). Ceci revient à dire que la prise en compte des efforts de frottement ne modifierait pas la solution obtenue par optimisation. Ce principe permet d'écrire :

$$F_r(l) \cdot \partial l = P(z) \cdot \partial z \quad (5.13)$$

Or, si Δz est considérée comme variable cinématique, l est une fonction de z notée $l(\Delta z)$, et s'écrit alors :

$$P(\Delta z) = K_r (l(\Delta z) - l_o) \frac{\partial \Delta l}{\partial \Delta z} \quad (5.14)$$

$$= K_r (l(\Delta z) - l_o) l'(\Delta z)$$

La solution générale est du type :

$$l(\Delta z) = l_o - \sqrt{l_o^2 + \frac{K_z}{K_r} \Delta z^2 + Cte} \quad (5.15)$$

La solution particulière $Cte = -l_o^2$ est « particulièrement » intéressante puisqu'elle permet d'obtenir :

$$l(\Delta z) = l_o - \sqrt{\frac{K_z}{K_r} \Delta z^2} \quad (5.16)$$

Ce qui revient à exprimer que :

$$\frac{\partial l}{\partial z} = -\sqrt{\frac{K_z}{K_r}} = cte \quad (5.17)$$

L'optimisation du système revient ainsi à rechercher les paramètres permettant d'obtenir une évolution linéaire de l en fonction de z .

On remarque que K_r et l_o n'interviennent pas dans l'optimisation, et nous sommes face à un problème de cinématique pur.

Nous avons choisi de rechercher la solution particulière :

$$\frac{\partial l}{\partial z} = -1 \quad (5.18)$$

ce qui revient à réaliser $K_r = K_z$ et permet d'obtenir des efforts de ressort égaux à la charge à équilibrer

5.2.3.2.2 Conduite des calculs. L'objectif est donc d'obtenir au plus près $\frac{\partial l}{\partial z} = -1$.
Or

$$\frac{\partial l}{\partial z} = \frac{\partial l}{\partial v} \frac{\partial v}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial z} \quad (5.19)$$

avec

$$\frac{\partial v}{\partial u} = -1 \quad (5.20)$$

car $v = p - u$. Il reste donc à calculer $\frac{\partial l}{\partial v}$ et $\frac{\partial u}{\partial z}$. Pour le calcul de $\frac{\partial u}{\partial z}$, on détermine tout d'abord Z_{M_o} en fonction de u_o (ou l'inverse) par la relation géométrique :

$$pm^2 = \sqrt{(X_{M_o} - op \cos(u_o))^2 + (Z_{M_o} - op \sin(u_o))^2} \quad (5.21)$$

On introduit alors :

$$Z_M = Z_{M_o} + z \quad (5.22)$$

Ce qui permet de calculer :

$$om = \sqrt{X_{M_o}^2 + Z_M^2} \quad (5.23)$$

puis l'angle :

$$\widehat{MOP} = \arccos \frac{om^2 + op^2 - pm^2}{2.op.om} \quad (5.24)$$

qui permet d'obtenir :

$$u = \arctan \frac{X_{M_o}}{Z_M} - \widehat{MOP} \quad (5.25)$$

d'où l'on tire :

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{om^2} (X_{M_o} + \Omega Z_M) \quad (5.26)$$

avec :

$$\Omega = \frac{pm^2 + om^2 - op^2}{\sqrt{((om + op)^2 - pm^2)(om - op + pm)(op + pm - om)}} \quad (5.27)$$

Le calcul de $\frac{\partial l}{\partial v}$ est plus simple. La relation géométrique du triangle OQR s'écrit :

$$l = \sqrt{e^2 + a^2 - 2.a.e. \cos(v)} \quad (5.28)$$

d'où

$$\frac{\partial l}{\partial v} = \frac{a.e. \sin(v)}{l} \quad (5.29)$$

Ce qui permet de construire la fonction $\frac{\partial l}{\partial v} \frac{\partial u}{\partial z}$ que l'on souhaite constante égal à 1.

L'optimisation est effectuée à partir de la discrétisation du mouvement z , en $n + 1$ positions par pas de δz tel que :

$$Z_{M_i} = Z_{M_o} + i\delta_z \quad i \text{ de } 0 \text{ à } n \quad (5.30)$$

La fonction coût (ou erreur) choisit est :

$$\text{err} = 100 \left(\frac{\partial l}{\partial v} \cdot \frac{\partial u}{\partial z} - 1 \right) \quad (5.31)$$

On procède alors à une minimisation, par la méthode des moindres carrés, de la fonction S telle que :

$$S = \sum_i \text{err}_i^2 \quad (5.32)$$

Cette minimisation est néanmoins contrainte par certaines considérations mécaniques. Tout d'abord, pour une transmission efficace des efforts du ressort vers l'assise, il convient d'optimiser l'angle de poussé de la jambe PM , qui doit rester la plus verticale possible. Cet angle s'écrit :

$$\widehat{MPz} = u + \frac{\pi}{2} - \widehat{OPM} \quad (5.33)$$

Nous avons toléré une fluctuation de cet angle de $\pm 2^\circ$.

Et inversement, pour que les déplacements de l'assise se traduise par un mouvement de la genouillère sans efforts d'arc-boutement nuisibles, il convient d'éviter les zones de « points mort », obtenues pour les valeurs d'angle \widehat{OPM} de 0° et 180° . L'angle optimal est de 90° .

Un fonctionnement correcte peut être obtenu pour \widehat{OPM} entre 45° et 135° . Nous avons choisi de limiter la plage d'évolution de cet angle de genouillère entre 65° et 115° .

Une fois les paramètres cinématiques optimisés, la détermination des ressorts revient à chercher les paramètres physiques des ressorts (diamètre de fil, diamètre d'enroulement, nombre de spires, longueur spires jointives) tout en respectant les contraintes de volume.

Ces contraintes de volume nous ont conduit à optimiser les paramètres cinématiques de manière à augmenter, autant que possible, la longueur l_o . Ceci est réalisé concrètement en augmentant principalement e , de manière à pouvoir loger, entre R et Q , les spires nécessaires. Un programme spécifique à l'optimisation de la genouillère et des ressorts a été réalisé avec l'aide du service Recherche de Bertrand Faure. Un exemple de fiches de calcul des ressorts réalisées à l'aide de ce programme est présenté en annexe D.

5.2.4 Choix et optimisation des engrenages utiles à la transmission de mouvement actionneur/suspension

Nous allons ici préciser quelques éléments théoriques sur les engrenages qui ont été pris en compte lors de la conception du prototype pour en optimiser le fonctionnement.

Ces éléments concernent tout d'abord la conception du système pignon/crémaillère qui transforme le mouvement de translation vertical du siège en mouvement rotatif du moteur/génératrice. Le but est ici d'obtenir une qualité d'engrènement et un rendement optimisés.

Ils concernent ensuite la réalisation du réducteur/multiplicateur placé entre ce pignon et ce moteur/génératrice. L'objectif est alors d'atteindre à la fois le facteur de vitesse optimal (réduction/multiplication), celui-ci dépend des caractéristiques du moteur, et une réversibilité maximale, c'est à dire le meilleur rendement dans les deux sens de fonctionnement (pour permettre un fonctionnement passif et/ou actif).

Les différents points théoriques ici exposés ont pu être analysés avec précision avec l'aide de l'ouvrage « Traité théorique et pratique des engrenages » de G. Henriot ([51]). La figure 5.13 présente les différents organes de transmission de l'actionneur électromécanique avec la suspension active.

5.2.4.1 Optimisation du système pignon/crémaillère

5.2.4.1.1 Condition de non interférence. Dans une transmission entre deux couples d'engrenages, ici les dents du pignon et celles de la crémaillère, l'engrènement est possible si la condition de non interférence des dents est respectée.

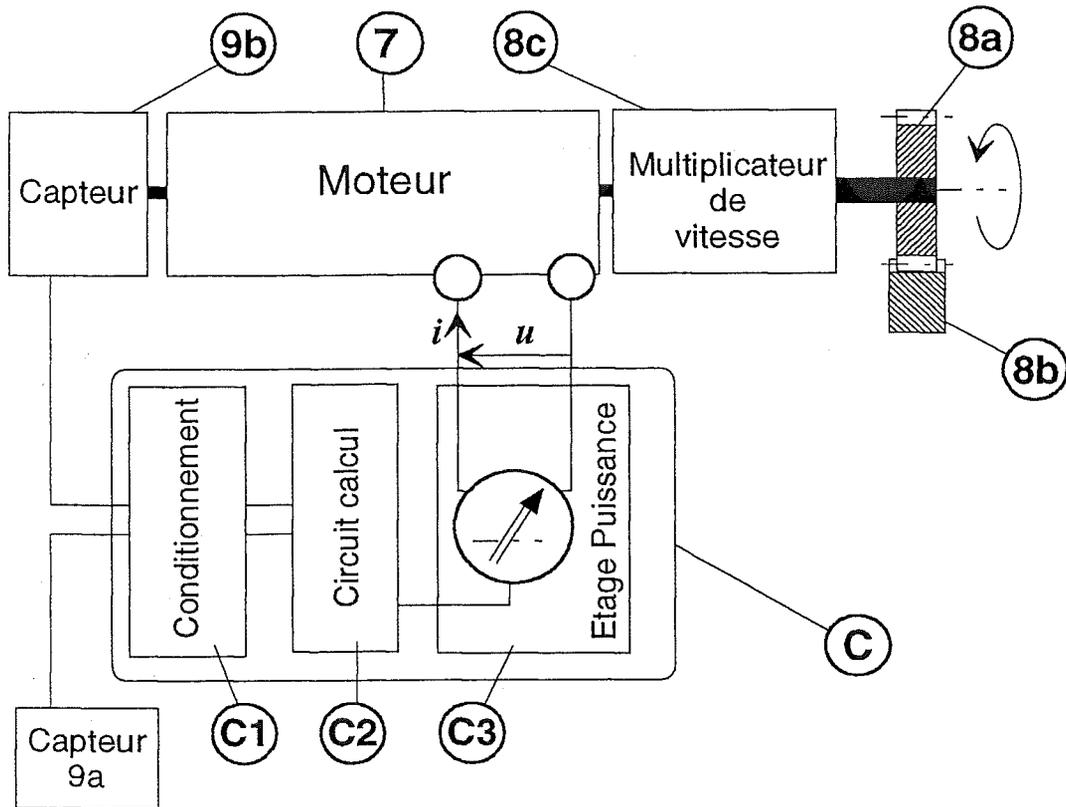


Fig. 5.13 – Schéma de l'actionneur et de la carte de commande

Soit Z_1 le nombre de dents du pignon, m le module de l'engrenage, S_i la saillie et α l'angle de pression, dans le cas de l'engrenage pignon crémaillère (nombre de dents infini), l'équation de non interférence est :

$$Z_1 \geq \frac{S_2}{m \sin^2 \alpha} \quad (5.34)$$

Dans le cas d'une denture normalisée, $S_i = 1$ et $\alpha = 20^\circ$. On obtient alors un nombre de dents minimal de 18 pour ne pas avoir interférence.

Un déport de denture ou une réduction de la saillie de la crémaillère, peut permettre de réduire ce nombre de dent limite.

Pour la réalisation du prototype, nous avons choisi d'utiliser des dentures normalisées afin de pouvoir acheter des composants disponibles sur le marché et réduire ainsi le coût et les délais de livraison. Nous avons choisi un pignon comportant 20 dents.

Pour vérifier la tenue mécanique de l'engrenage, un calcul simplifié de résistance à la flexion d'une dent du pignon a été effectué. Ce calcul permet d'obtenir la valeur minimal du module, donnée par la relation simplifiée :

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{k \cdot R_{pe}}} \quad (5.35)$$

où T est l'effort tangentiel sur la denture :

$$T = N.s. \cos \alpha \quad (5.36)$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{pe} : \text{résistance pratique à l'extension} \\ k : \text{coefficient de correction denture } (8 \leq k \leq 10) \\ T : \text{effort tangentiel au primitif} \\ \alpha : \text{angle de pression} \\ N : \text{effort normal maxi sur la dent} \\ s : \text{facteur de sécurité} \end{array} \right.$$

En choisissant un pignon en acier traité de $R_{pe} = 400 \text{ N/mm}^2$, un effort sur la denture de 300 N et un coefficient de sécurité de 2, on obtient $m \geq 0.9$. Nous avons alors choisi un module de 1.

5.2.4.1.2 Étude du rendement de l'engrenage. Soient deux profils de denture en développante de cercle, de rayons de base respectifs rb_1 et rb_2 . La ligne d'action (lieu des points de contact) est la tangente commune à ces deux cercles de base.

Le segment de cette droite d'action, où le contact peut physiquement avoir lieu, est limité par les cercles de têtes, de rayons respectifs ra_1 et ra_2 . Le segment est \overline{AB} (cf. figure 5.14).

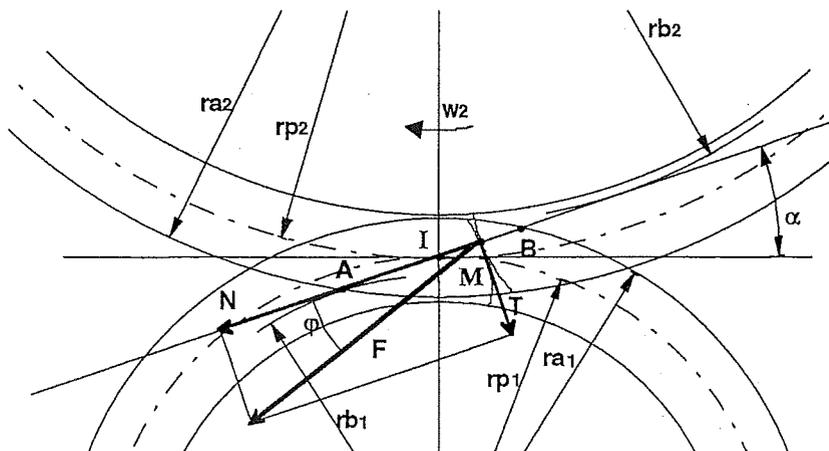


Fig. 5.14 – Effort de frottement d'un engrenage de référence

Prenons le cas où la roue 2 est motrice. L'effort de la roue motrice 2 sur le pignon 1 se compose d'une force N normale aux profils en contact, dirigée selon la ligne d'action d'angle α , et d'une force de frottement T , tangentielle à ces profils dont le module est :

$$T = \tan \varphi \cdot N \quad (5.37)$$

avec φ l'angle de frottement et $\tan \varphi$ le coefficient de frottement.

L'étude des vitesses de glissement montre que cette composante de frottement T change d'orientation au point I . Lors de l'approche (roue motrice), le point de contact est entre

BI et T est dirigé vers le centre du pignon. lors de la retraite, le point de contact est entre IA et T est dirigé vers le centre de la roue.

En calculant le travail de cet effort T sur un cycle complet (un tour de roue), c'est à dire le travail perdu par frottement, G. Henriot détermine le rendement moyen de l'engrènement et on obtient :

$$\rho = 1 - \tan \varphi \left(\frac{1}{rp_1} \frac{1}{rp_2} \right) \frac{\overline{AI}^2 + \overline{IB}^2}{2\overline{AB} \cos \alpha} \quad (5.38)$$

Dans le cas d'un engrènement pignon/crémaillère on obtient :

$$\rho = 1 - \frac{\tan \varphi}{Z_1} \frac{\left(\sqrt{\frac{Z_1^2 \sin^2 \alpha}{4} + S_1(Z_1 + S_1)} - \frac{Z_1 \sin \alpha}{2} \right)^2 + \frac{S_2^2}{\sin^2 \alpha}}{\left(\sqrt{\frac{Z_1^2 \sin^2 \alpha}{4} + S_1(Z_1 + S_1)} - \frac{Z_1 \sin \alpha}{2} + \frac{S_2}{\sin \alpha} \right) \cos \alpha} \quad (5.39)$$

Cette formule permet de voir que ce rendement diminue lorsque le nombre de dents du pignon diminue. Ceci est illustré sur la figure 5.15.

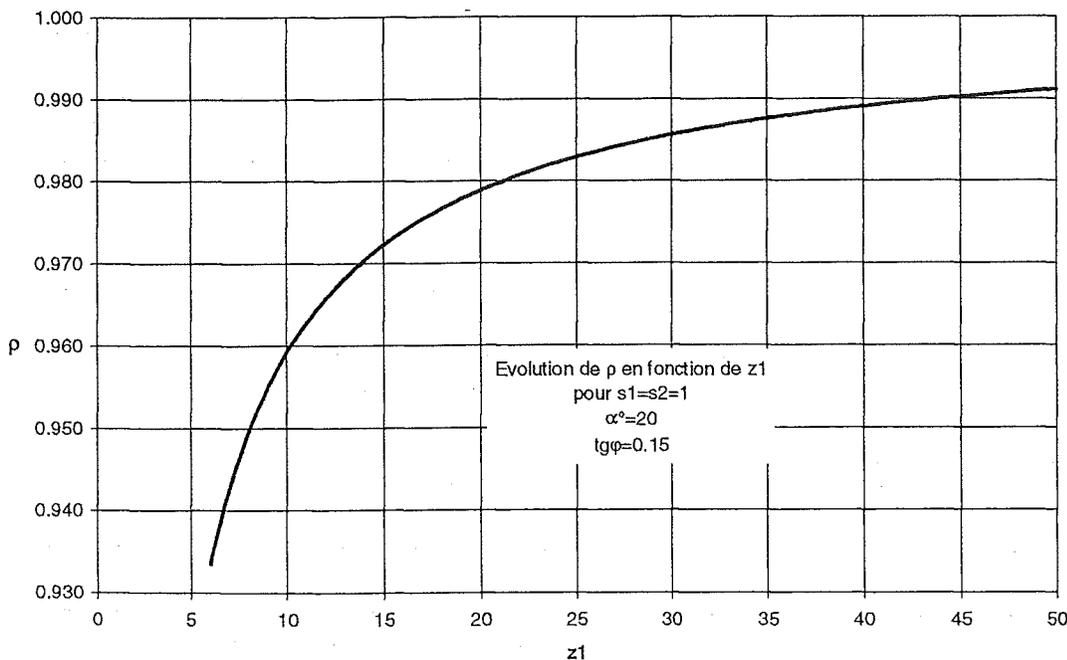


Fig. 5.15 -

Cependant, cette intégration sur un cycle ne permet pas une analyse fine de l'influence du frottement à l'intérieur de ce cycle. Il est alors utile d'analyser avec précision, par les outils de la statique, les effets mécaniques de l'effort de frottement T .

D'après le schéma 5.14, on comprend alors aisément que, dans le cas d'engrènement multiplicateur où la roue 2 est motrice, au début de l'approche, c'est à dire lorsque le point de contact entre les deux profils est en B , par le biais de la composante T , la force résultante F agit sur une ligne d'action qui se rapproche du centre du pignon. En d'autres termes,

l'effort T induit un couple résistant sur le pignon. Ce couple résistant a pour module :

$$\begin{aligned} C_r &= \tan \varphi . N . \overline{T_1 B} \\ &= \sqrt{r a_1^2 - r b_1^2} \\ &= \tan \varphi . N . m \sqrt{\frac{1}{4} Z_1^2 \sin^2 \alpha + Z_1 S_1 + S_1^2} \end{aligned} \quad (5.40)$$

alors que le couple « moteur » créé par N vaut :

$$C_n = N . r b_1 = N . m \frac{Z_1}{2} \cos \alpha \quad (5.41)$$

Le rapport entre le couple transmis au pignon par F , et le couple qui serait obtenu sans frottement (composante N seule) permet de définir un rapport de transmission de couple, qui peut être considéré comme un rendement instantané. En B, ce facteur de transmission de couple vaut :

$$f_c = 1 - \tan \varphi \sqrt{\tan^2 \varphi + \frac{2S_1}{Z_1 \cos^2 \alpha} + \frac{4S_1^2}{Z_1^2 \cos^2 \alpha}} \quad (5.42)$$

On voit que ce critère est plus pénalisant que le précédent (cf. figure 5.16).

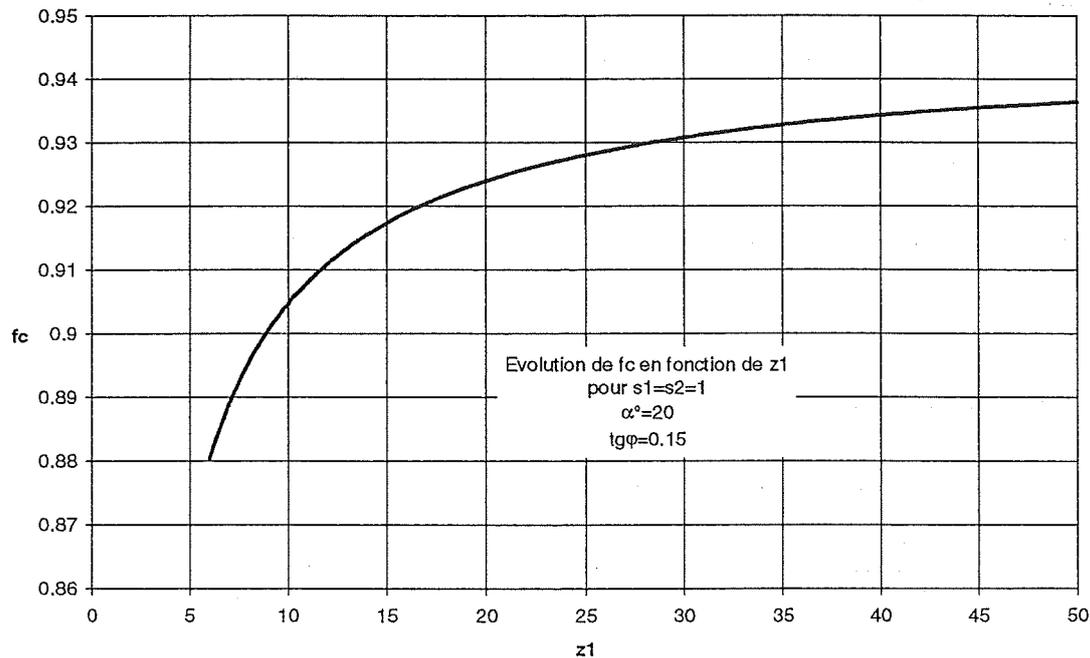


Fig. 5.16 -

Ainsi, nous n'avons pas cherché à obtenir la plus grande multiplication possible au niveau de cet étage pignon/crémaillère. Nous nous sommes limité à $Z_1 = 20$ dents.

5.2.4.2 Optimisation du réducteur/multiplicateur

La contrainte de réversibilité et le bon rendement dans les deux sens de fonctionnement d'une part, et la nécessité d'atteindre un facteur de transmission de vitesse relativement

élevé (au environ de 20) d'autre part, limitent considérablement le choix de principe de réducteur utilisable.

5.2.4.2.1 Solution 1 : cascade de trains d'engrenages à axes parallèles fixes

Une cascade de trains d'engrenages à axes parallèles fixes est l'une des solutions possibles. Mais pour atteindre un facteur de vitesse de 20, deux ou trois étages sont nécessaires. Si l'on choisit un réducteur de trois étages, les volumes (entraxes) peuvent être réduits mais le coût sera supérieur et le rendement plus faible.

Prenons le cas favorable de deux étages.

Pour obtenir un rapport de réduction/multiplication final de 20, la raison d'un train sera alors de 4.5 (on multiplie la raison de chaque train pour obtenir le rapport final). Avec un engrenage $Z_1 = 12$ dents / $Z_2 = 54$ dents, des saillies $S_1 = S_2 = 1$, un angle de pression $\alpha = 20^\circ$ et un coefficient de frottement de 0.15, on obtient un rendement de base (par train) de 0.95. Le rendement d'engrènement des deux trains en série sera alors de 0.9 ce qui n'est pas vraiment excellent, surtout si l'ajout d'un troisième train s'avère nécessaire...

L'autre désavantage de ce type de réalisation concerne sa résistance et son dimensionnement. Pour chaque train successif, un seul couple de dents est en contact permanent. Ceci impose un choix de module important et par suite des volumes contraignants.

Comme nous allons maintenant l'évoquer, la solution par trains épicycloïdaux (ou planétaires) est plus avantageuse.

5.2.4.2.2 Solution 2 : couplage de 2 trains épicycloïdaux simples. Le train épicycloïdal de base est représenté figure 5.17.

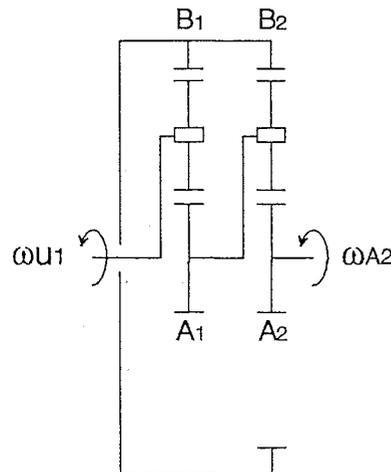
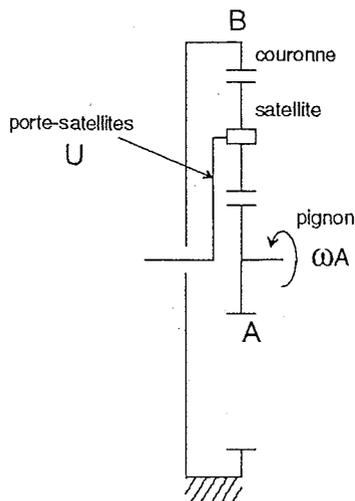


Fig. 5.17 - Réducteur planétaire à 1 train Fig. 5.18 - Réducteur planétaire à 2 trains

Pour B fixe, A moteur et U récepteur, le facteur de réduction de vitesse i est donné par

la formule de Willis telle que :

$$i = 1 + \frac{Z_B}{Z_A} \quad (5.43)$$

Dans ce sens réducteur, le rendement du train ρ_r est, pour un rendement de base (par engrenement) ρ_b :

$$\rho_r = \frac{1 + \rho_b(i - 1)}{i} \quad (5.44)$$

Dans le sens multiplicateur, (A récepteur, U moteur), le rendement est alors :

$$\rho_m = \frac{i \cdot \rho_b}{i - 1 + \rho_b} \quad (5.45)$$

Le graphe de la figure 5.19 montre comment évoluent les rendements ρ_r et ρ_m d'un train simple, pour $\rho_b = 0.97$, en fonction de i .

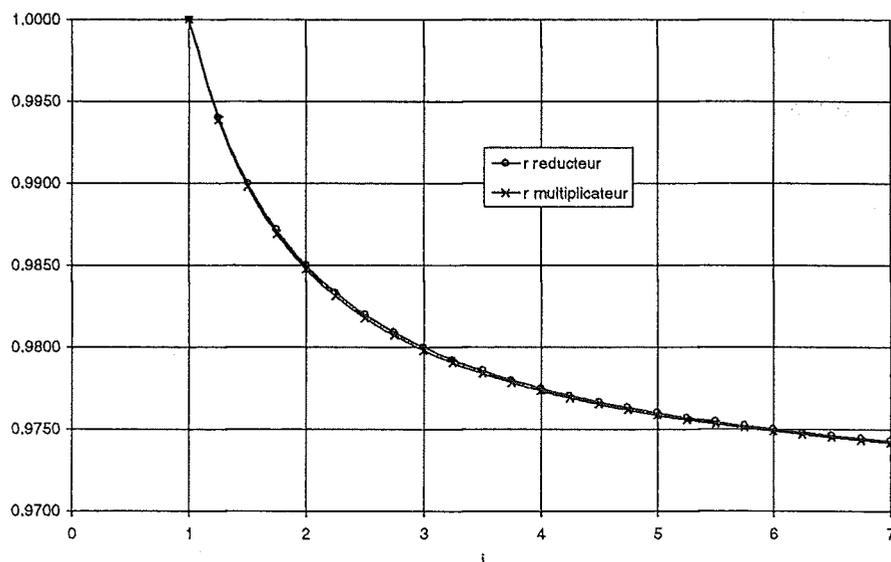


Fig. 5.19 - Évolution du rendement moteur et récepteur en fonction du rapport de réduction

Ces rendements sont excellents (supérieurs au rendement de base) et peuvent être raisonnablement considérés comme identiques.

Il est fréquent d'utiliser 3 satellites disposés à 120° . Ceci permet, dans un même volume, d'augmenter la résistance, en répartissant les efforts sur 3 couples de dents, et d'équilibrer aussi les composantes radiales. Ce type de train ne pose pas de problèmes de réalisation jusqu'à $i = 5$. Il faut donc coupler deux trains pour atteindre une réduction de 20. On obtient alors un système similaire à celui de la figure 5.18.

Bien sûr, les facteurs de réduction et les rendements se multiplient mais avec deux trains de raison 4.5, on obtient un rendement d'engrènement global de 0.95 dans les deux sens de mouvement, pour un rendement de base de 0.97.

Finalement, la solution du réducteur planétaire à deux trains est retenue.

5.3 Conception de la partie commande

5.3.1 La carte de commande analogique

Pour réaliser la commande de l'actionneur, nous avons développé un dispositif électronique analogique, spécialement dédié au contrôle de la suspension active du siège. L'utilisation d'une carte de commande analogique présente des avantages par rapport à une commande numérique par ordinateur :

- le dispositif est facilement embarquable dans le véhicule et permet d'intégrer des contraintes propres à l'environnement automobile ;
- certains paramètres de fonctionnement de la commande peuvent être directement et facilement modifiés par l'utilisateur du siège ;
- les coûts de réalisation sont faibles.

La simplicité des algorithmes de commande permet d'envisager une réalisation purement analogique. La carte rassemble sur un même support (cf. figure 5.13) :

- la génération de la consigne de couple (frein ou moteur), réalisée avec le circuit de calcul ;
- l'étage de puissance qui permet l'asservissement du couple.

Nous allons détailler la structure de la carte de commande. Lors de la phase de réalisation du prototype, nous avons choisi de réaliser deux cartes : une pour la commande active (régulateur « cascade ») et une pour la commande semi-active et passive. Le format de la carte est un format standard Europe qui permet une intégration très facile dans le rack de conditionnement des capteurs. Pour simplifier la conception et la réalisation, les composants sont implantés sur une face du circuit imprimé. Il nous était alors impossible de rassembler sur un même support, le circuit de calcul du régulateur cascade et celui de la commande semi-active. Cependant, la structure de l'étage de puissance est identique aux deux types de commande. Seul le circuit de calcul de la consigne semi-active est présenté.

Conformément à la stratégie de contrôle semi-actif « skyhook », les signaux nécessaires à la génération de la commande sont :

- la vitesse relative de la suspension (V_{rel}), mesurée directement par la dynamo tachymétrique ;
- la vitesse absolue $\dot{x}_1(t)$ de l'embase [2] du siège.

L'intégration du signal délivré par l'accéléromètre [9a] permet d'obtenir la vitesse absolue. Le synoptique de la carte de commande est représenté figure 5.20 ; il est divisé en trois sous-ensembles :

1. Module [C1] : après conditionnement, le signal d'accélération est intégré ;

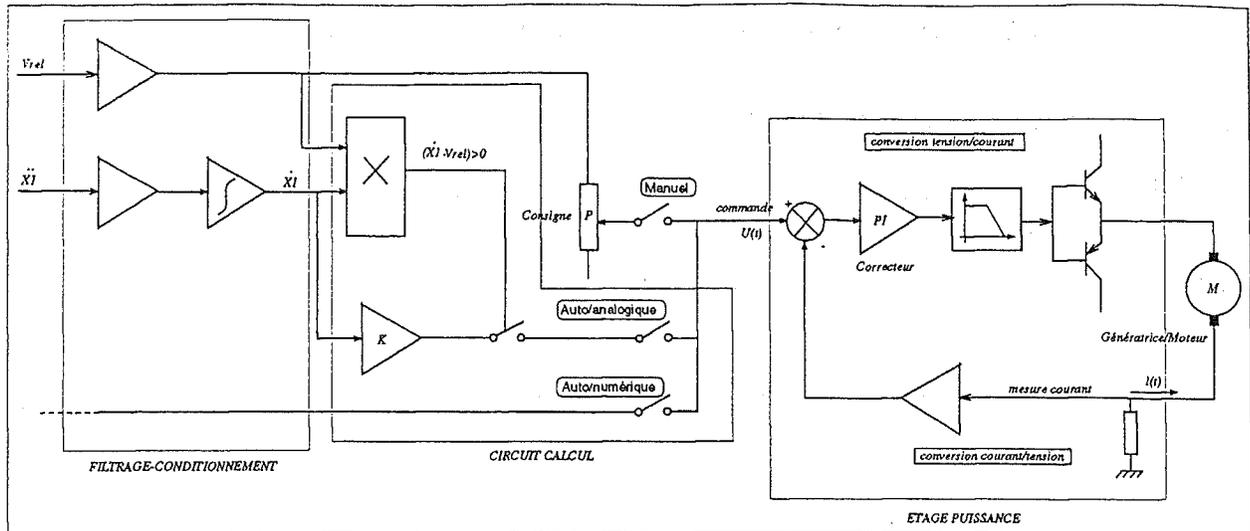


Fig. 5.20 – Synoptique de la carte de commande (commandes dissipatives)

2. Module [C2]: un circuit de calcul réalise le produit $(\dot{x}_1 \cdot V_{rel})$ et discrimine son signe. Lors de la détection des phases dissipatives (signe positif), l'interrupteur analogique commute la consigne de freinage à l'entrée de l'amplificateur de puissance;
3. Module [C3]: il contient l'étage de puissance. Il est constitué de deux transistors de puissance assurant le contrôle du courant dans les deux sens de rotation (conversion tension/courant), d'un convertisseur courant/tension permettant la mesure du courant et d'un correcteur *PI* assurant les performances de la boucle d'asservissement. Un filtre passe bas est intercalé entre la sortie de l'amplificateur de courant et l'étage de transistors afin de limiter la commande de freinage dans une certaine plage de fréquences.

Trois modes de fonctionnement principaux peuvent être envisagés : deux modes de fonctionnement « internes » où la consigne de couple (moteur/frein) est générée par le circuit de calcul de la carte, et un mode de fonctionnement « externe » où la consigne provient d'un calculateur extérieur. Les trois modes de fonctionnement sont appelés, sur le synoptique de la figure 5.20 :

- le mode Manuel: c'est la commande passive. La consigne est issue d'un potentiomètre *P* alimenté par le signal V_{rel} fourni par la dynamo tachymétrique;
- le mode Auto/Analogique: la consigne est générée localement par le circuit de calcul;
- le mode Auto/Numérique: la consigne provient d'un calculateur extérieur.

Un potentiomètre *P*, en face avant de la carte, permet de choisir l'intensité du freinage dans la génératrice (fonctionnement Manuel). En fait, ce potentiomètre permet la variation continue du coefficient d'amortissement de l'amortisseur électromécanique, très pratique lors des essais sur le banc. Un autre potentiomètre permet de choisir l'intensité de la consigne semi-active (fonctionnement Auto/Analogique).

Dans le cas de la commande active, les gains de chaque boucle (accélération, position et anticipation) sont accessibles facilement à l'aide de trois potentiomètres en face avant. De même, pour assurer le contrôle du couple dans les quatre quadrants, l'étage de puissance diffère légèrement du cas en fonctionnement « frein ». L'étage de puissance reçoit la tension de deux batteries (+12 V et -12 V) qui fournissent directement la puissance nécessaire à la commande de l'actionneur.

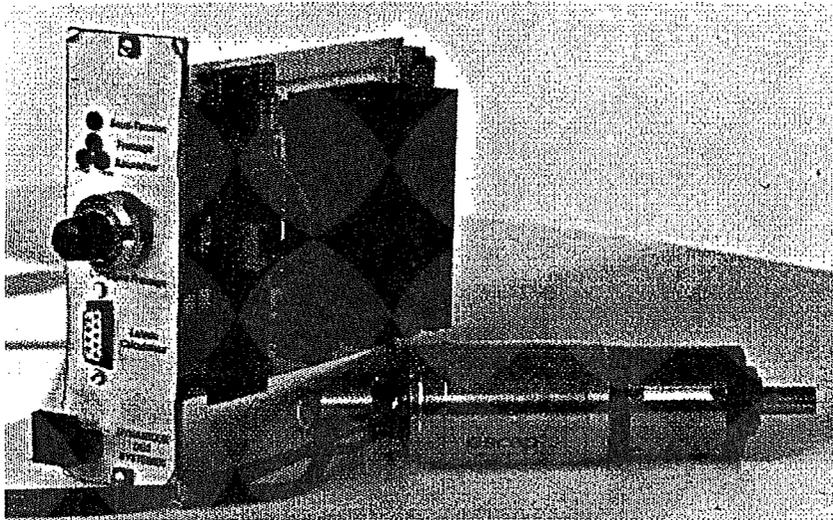


Fig. 5.21 – La carte de commande analogique et l'actionneur

5.3.2 Intégration du signal d'accélération

La loi de commande semi-active requiert le signal de vitesse absolue $\dot{x}_1(t)$. Ce signal est obtenu en intégrant le signal d'accélération issu d'un accéléromètre [9b]. Cette intégration est réalisée simplement à l'aide d'un filtre intégrateur du 1^{er} ordre (figure 5.22), qui conduit à l'expression de la fonction de transfert :

$$\frac{V_s}{V_e} = -\frac{R_f}{R_1} \frac{1}{1 + R_f C_f s} \quad (5.46)$$

Le filtre est un passe-bas de fréquence de coupure :

$$f_c = \frac{1}{2\pi R_f C_f} \quad (5.47)$$

Le circuit intègre si la plus petite fréquence du signal d'entrée est supérieure à f_c . Pour obtenir une fréquence de coupure la plus basse possible, il convient donc de choisir le produit $R_f C_f$ le plus grand possible.

Cette structure présente l'avantage de réaliser une intégration dans une bande de fréquences donnée sans les inconvénients d'un intégrateur pur, qui conduit généralement à la saturation de l'étage (gain infini pour la composante continue du signal).

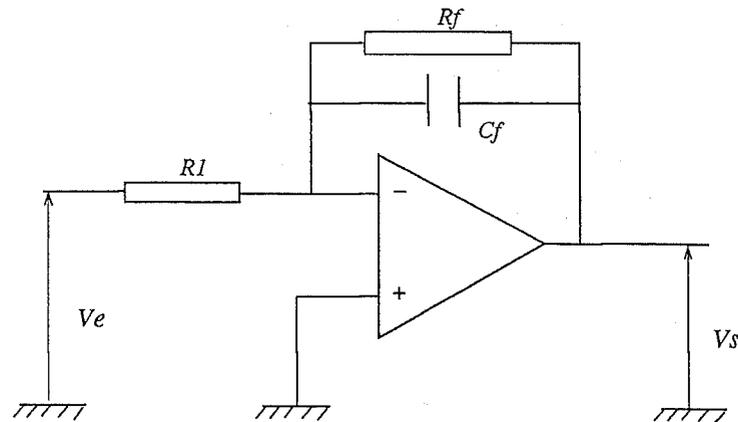


Fig. 5.22 – Circuit intégrateur analogique

Le module et la phase de la fonction de transfert du filtre défini sur la carte de commande sont présentés figure 5.23. La fréquence f_c est égale à 0.3 Hz, ce qui permet d'obtenir une bonne intégration dès 1 Hz environ.

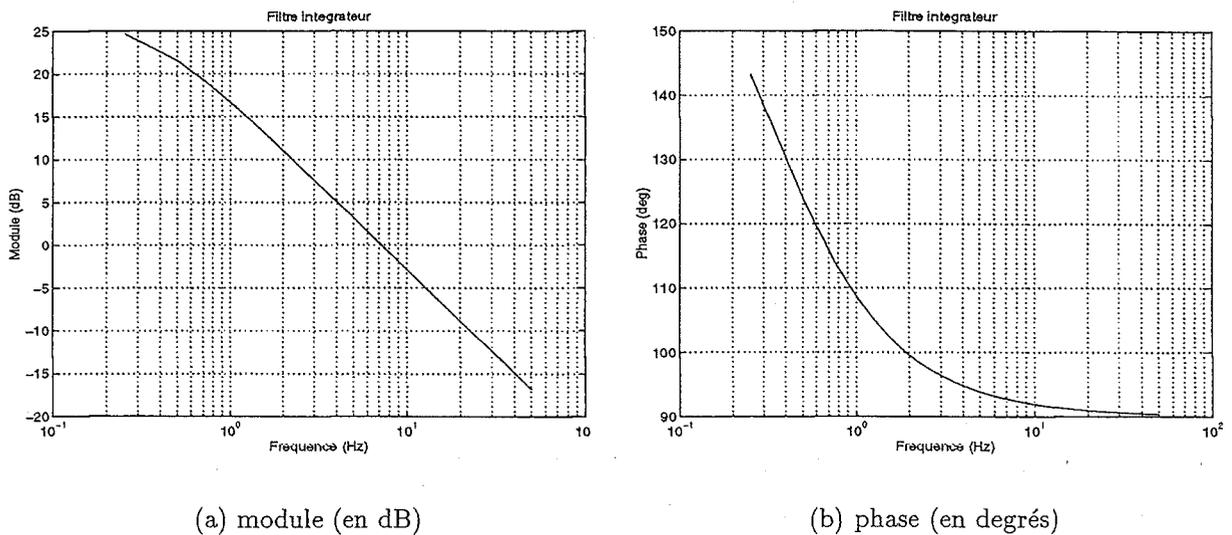


Fig. 5.23 – Diagramme de Bode du filtre intégrateur

5.3.3 Filtre passe-bas sur l'amplificateur courant

L'étage de puissance comporte un filtre passe-bas implanté sur l'amplificateur courant. Celui-ci a pour but de limiter la commande du moteur dans une certaine bande de fréquences. En effet, comme nous l'avons déjà évoqué auparavant, la très basse fréquence propre du système permet de restreindre la bande de fréquence pour laquelle la commande active doit être efficace. Cette bande de fréquence peut se limiter à [0-15] Hz.

La nouvelle structure [filtre passe-bas+correcteur *PI*] doit être étudiée afin d'analyser l'influence du filtre passe-bas sur le régulateur de courant.

Le schéma électronique du filtre est présenté figure 5.24. La fonction de transfert du circuit est :

$$\frac{V_s}{V_e} = - \frac{1}{R_1 C_1} \frac{s + \frac{1}{R_2 C_2}}{s^2 + \left(\frac{C_1 + C_2}{R_2 C_1 C_2} \right) s} \quad (5.48)$$

C_2 est propre à l'action intégrale I de l'amplificateur d'asservissement, et C_1 au filtre passe-bas.

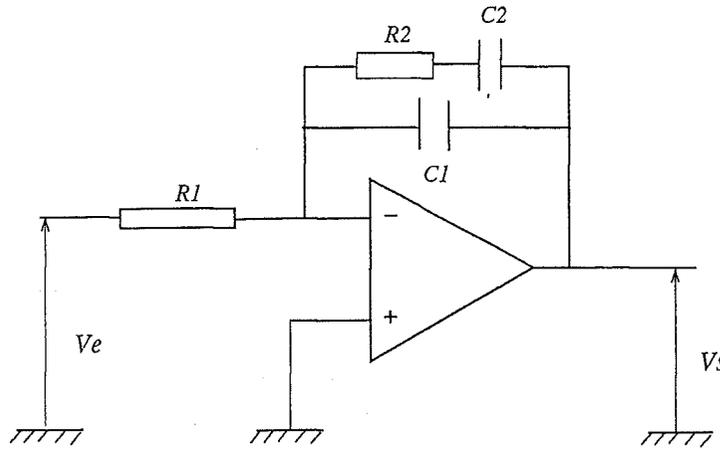


Fig. 5.24 - Circuit analogique correcteur PI et filtre passe-bas

Les expressions des fonctions de transfert de chaque structure prises séparément sont :

$$\frac{V_s}{V_e(PI)} = - \frac{1}{R_1} \frac{(R_2 C_2)s + 1}{C_2 s} \quad (5.49)$$

$$\frac{V_s}{V_e(\text{FiltrePB})} = - \frac{R_2}{R_1} \frac{1}{1 + (R_2 C_1)s} \quad (5.50)$$

Afin de mesurer l'influence du filtre sur le correcteur PI , les modules des fonctions de transfert définies précédemment sont représentés figure 5.25. Si l'on se place à une fréquence inférieure à la fréquence de coupure du filtre $f_{c_{\text{filtrePB}}}$, la réponse du [correcteur PI +filtre] est identique à la réponse du correcteur PI , à un facteur K près. Au delà de $f_{c_{\text{filtrePB}}}$, la réponse est atténuée par le filtre passe-bas.

Si l'on désire garder les mêmes caractéristiques du correcteur PI avec le filtre, il faut multiplier la fonction de transfert (5.48) par K tel que :

$$K = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{\frac{V_s}{V_e(PI)}}{\frac{V_s}{V_e}} \right) = \frac{C_1 + C_2}{(1 + C_2)C_2} \quad (5.51)$$

La fréquence de coupure du filtre passe-bas est égale à 15 Hz. Les fonctions de transfert des trois structures sont représentées figure 5.25 (en module). La valeur de K est définie à partir des valeurs de C_1 et C_2 implantées sur la carte ; elle est égale à 2.5.

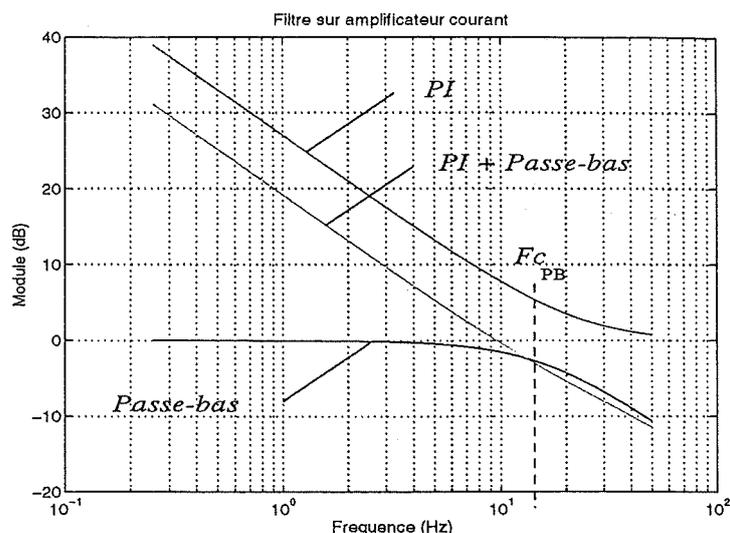


Fig. 5.25 – Module des filtres sur correcteur courant (en dB)

5.3.4 Caractérisation de l'asservissement en effort

Cette étape intermédiaire a pour but de valider le sous-ensemble « actionneur électrique » et sa commande électronique avant son intégration dans le prototype.

L'étude de la réponse en asservissement et en régulation, c'est à dire la variation de la sortie courant lorsqu'une consigne ou une perturbation de couple est appliquée aux entrées du système, permet de caractériser précisément le comportement de l'actionneur.

L'efficacité du freinage électrique est étudié pour différentes valeurs de la vitesse d'entrée de l'actionneur. Pour cela, ce dernier est accouplé à un second moteur électrique, dit « moteur d'entraînement », asservi en vitesse ; une perceuse basse tension est utilisée pour réaliser la fonction d'entraînement. Les caractéristiques de couple et de vitesse de celle-ci sont parfaitement adaptées à celles de l'actionneur.

Les équations différentielles décrivant le comportement du système conduisent, après application de la transformée de Laplace et en supposant les conditions initiales nulles, au schéma bloc de la figure 5.27. Cette représentation est intéressante car elle permet de mettre en évidence la génération du couple de freinage et son interaction au niveau du sous-système « moteur d'entraînement ».

Les paramètres des différents blocs sont affectés des indices m pour le moteur d'entraînement (perceuse) et g pour l'actionneur. K_{dt} est la constante de vitesse de la dynamo tachymétrique de l'actionneur. Cette dernière est utilisée pour l'asservissement en vitesse du moteur d'entraînement. L'inertie J et le coefficient d'amortissement C_v correspondent aux valeurs équivalentes « vues » de l'arbre d'entrée du moto-réducteur.

La figure 5.26 présente le montage expérimental qui a permis de réaliser les mesures. Un ordinateur PC muni d'une carte d'acquisition et de commande pilote l'ensemble du dispositif (non visible sur la photographie). Il permet de générer diverses consignes de couple et d'acquérir le signal du courant correspondant.

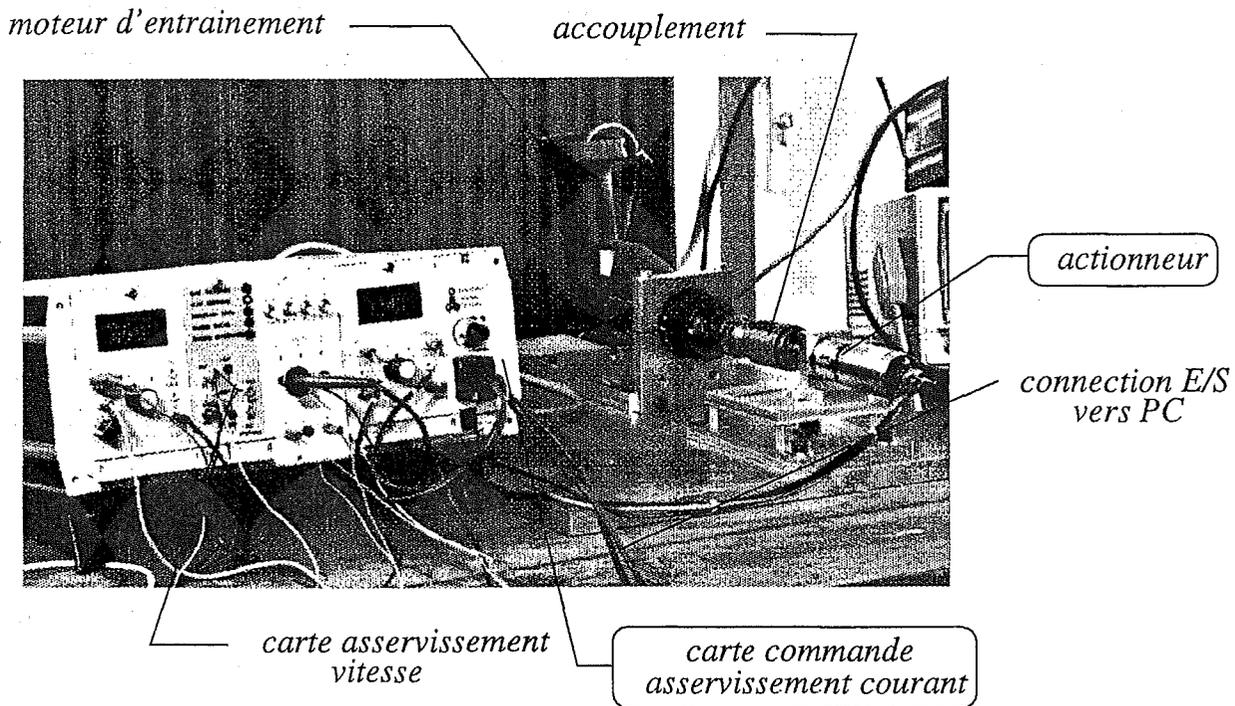


Fig. 5.26 - Vue d'ensemble du montage expérimental

L'application de la consigne de freinage $C_i(t)$ et la mesure du courant dans l'actionneur sont facilités grâce à une connexion du ordinateur en face avant de la carte (cf. figure

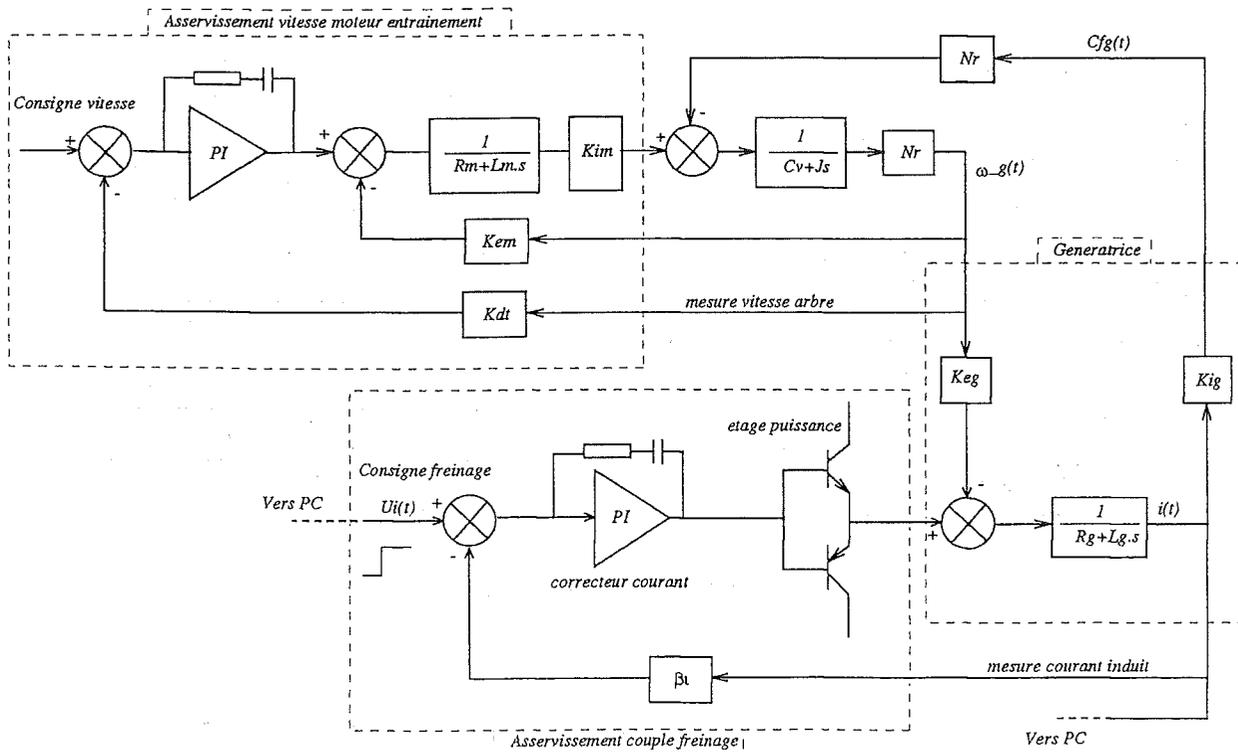


Fig. 5.27 - Schéma-bloc du dispositif de mesure

5.26). Deux afficheurs analogiques permettent de contrôler en permanence les grandeurs mesurables (vitesse de rotation, courant, consigne...). L'asservissement en vitesse du moteur d'entraînement est réalisé à l'aide d'une carte comportant un amplificateur *PID*.

Les performances de l'asservissement du couple de freinage sont présentées sur la figure 5.28. Deux enregistrements de la réponse du courant à une consigne de freinage sont présentés; le premier est relatif à un créneau, le second à une rampe. Ces mesures ont été réalisées pour une vitesse de rotation de l'arbre d'entrée du motoréducteur de 100 tr/min soit environ 1700 tr/min pour le moteur.

La rapidité de la réponse indicielle (inférieure à 1 ms) permet de négliger la dynamique de la boucle de courant. On vérifie également l'absence d'erreur stationnaire sur la réponse indicielle (action intégrale). La réponse à une rampe met en évidence une très faible erreur de poursuite (environ 10 mA), négligeable dans le cadre de notre application.

L'efficacité de l'asservissement en effort est ainsi démontré à travers la mesure de la réponse du courant à deux consignes de freinage. Le sous-ensemble actionneur-commande est ainsi parfaitement caractérisé avant d'être intégré dans la suspension.

Remarque :

Le gain de transfert choisi (5 A pour 10 V de consigne) protège l'étage de puissance tout en limitant le couple maximal admissible par le réducteur. Un courant de 5 A dans le moteur correspond à un effort d'environ 540 N sur la crémaillère.

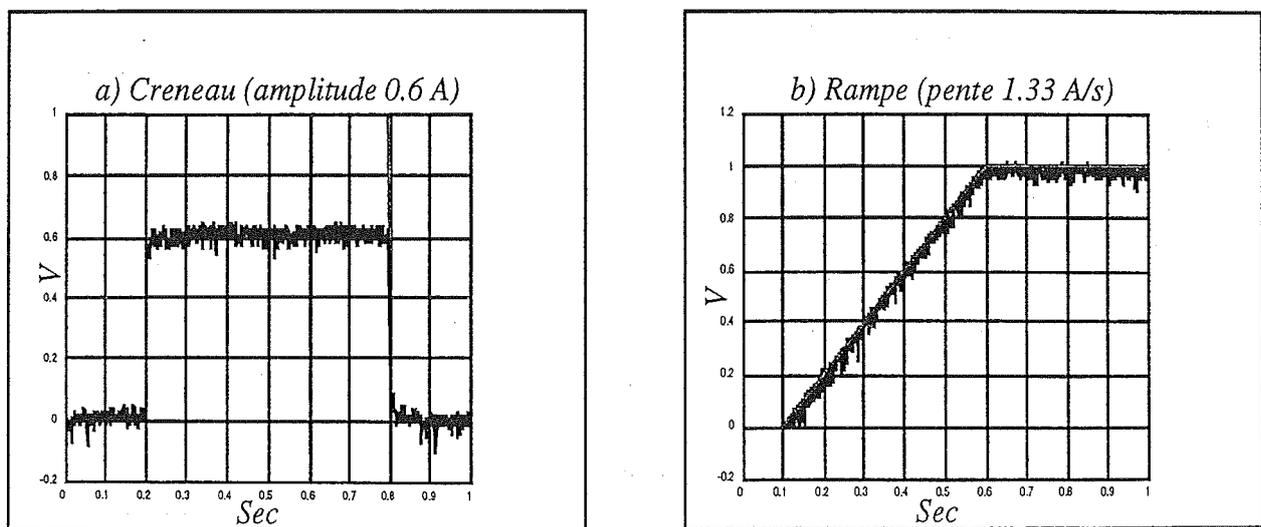


Fig. 5.28 – Réponses temporelles

5.4 Identification des paramètres mécaniques

Après avoir présenté la méthodologie suivie pour concevoir et optimiser le mécanisme de raideur de la suspension, nous allons mesurer la raideur réelle obtenue dans le prototype

à l'aide d'un essai statique.

Le schéma de la figure 5.29 montre le prototype (guide cinématique et dispositif de raideur) et le modèle équivalent composé de la raideur verticale K_s et d'un élément de frottement disposé en parallèle.

Le modèle le plus simple pour modéliser le frottement sec est le modèle de Coulomb. L'amortissement de Coulomb suppose que l'amplitude de la force de frottement est constante et opposée au mouvement relatif lorsqu'il y a glissement entre deux surfaces. Le coefficient de Coulomb C_f est supposé proportionnel à la force normale entre les deux surfaces.

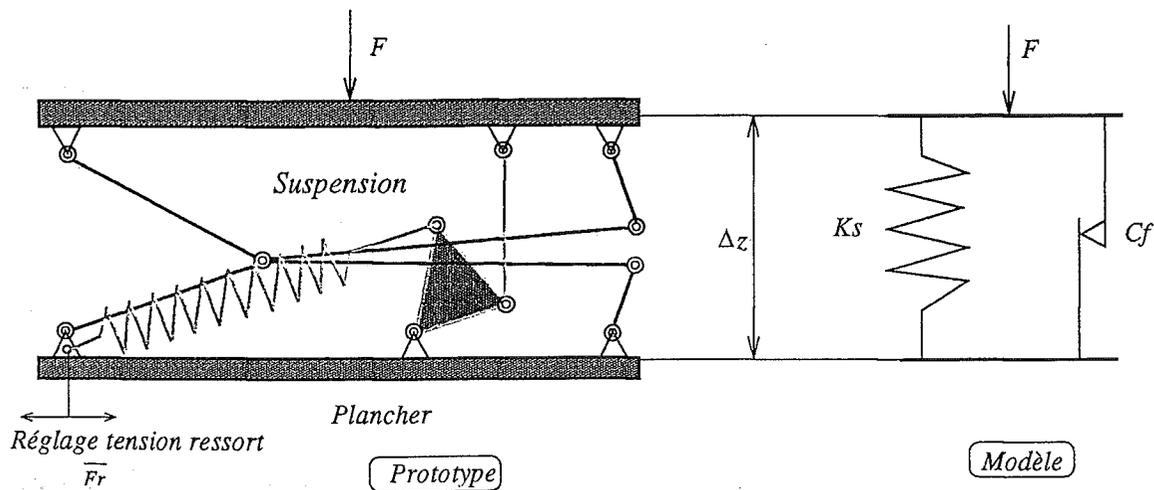


Fig. 5.29 – Essai statique compression/détente (prototype et modèle)

Le coefficient de frottement de Coulomb représente ici l'ensemble des forces de frottement dans les pivots du guide cinématique et les pivots de la genouillère du mécanisme de raideur. Cependant, la majeure partie des pertes par frottement sont dues aux efforts dans les pivots de la genouillère.

Pour connaître la raideur et le coefficient de frottement de Coulomb, nous avons mesuré l'effort F au cours d'un cycle compression/détente sur la course de la suspension (Δz). La vitesse de déplacement (pendant le cycle) est très faible si bien que les effets dynamiques peuvent être négligés. La raideur nominale de K_s est égale à 6000 N/m. Pour obtenir cette valeur, nous avons défini deux ressorts de raideur K égale à 2330 N/m (cf. annexe D).

La courbe de l'effort en fonction du déplacement mesuré sur le prototype est présentée figure 5.30 ; la courbe identifiée à l'aide du modèle de frottement est superposée à la mesure. L'effort initial $\overline{F_r}$ appliqué sur chaque ressort est égal à 376 N ce qui équivaut à un chargement initial F_0 égal à 750 N, soit un poids de 75 kg à l'équilibre (l'effort initial a été retranché sur la courbe).

La force mesurée est la somme des forces dues aux frottements et à l'effort élastique des

ressorts :

$$F = F_{\text{frottement}} + F_{\text{élastique}} \quad (5.52)$$

avec

$$F_{\text{frottement}} = C_f \cdot \text{signe}\{\dot{\Delta}_z\} \quad (5.53)$$

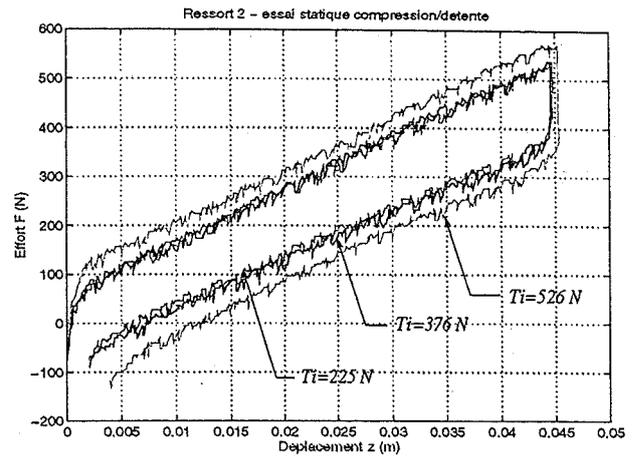
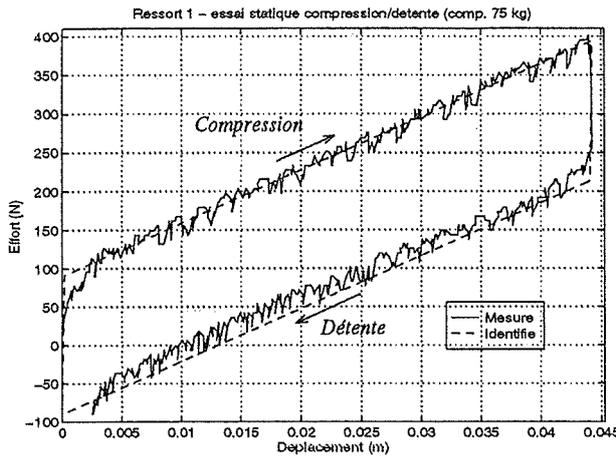


Fig. 5.30 - Courbe effort/déplacement ($\bar{F}_r = 376 \text{ N}$) Fig. 5.31 - Influence de la tension initiale T_i ($T_i = 225 \text{ N}$, $T_i = 376 \text{ N}$, $T_i = 526 \text{ N}$)

L'hystérésis provenant des frottements est représenté par l'espace entre la courbe de compression et la courbe de détente. Celui-ci varie suivant la tension initiale des ressorts (cf. figure 5.31). En effet, plus la tension initiale est importante, plus les efforts au niveau des liaisons pivots de la genouillère sont importants. Pour chaque pivot, le travail des efforts de frottement est :

$$\delta W_{\text{frott}} = f \cdot N \cdot r \cdot \delta \theta \quad (5.54)$$

avec f le coefficient de frottement, N l'effort sur l'axe du pivot, θ l'angle de rotation du pivot au cours du déplacement en z du guide cinématique. On voit alors que le travail perdu par frottement est fonction de l'angle de rotation des pivots et de l'effort N , variable au cours du débattement et fonction de l'élongation des ressorts.

On comprend alors que les pivots Q , O et P de la genouillère sont les plus chargés et de ce fait responsables des pertes par frottement. Ce sont principalement ces trois pivots qui devront être équipés de paliers afin de réduire le coefficient de frottement.

La pente de la droite de régression linéaire, calculée avec la courbe effort/déplacement en compression, donne la raideur réelle K_s . L'équation de la droite est :

$$F_z = K_s^* \Delta_z + F_o \quad (5.55)$$

avec K_s^* la valeur identifiée telle que :

$$K_s^* = \frac{\overline{\Delta_z F} - \overline{\Delta_z} \overline{F}}{\overline{F^2} - \overline{F}^2} \quad (5.56)$$

On trouve une raideur égale à 6880 N, soit une erreur de 10 % environ par rapport à la valeur nominale. Les raideurs en compression et en détente sont identiques.

Les valeurs du coefficient de Coulomb C_f sont identifiées pour trois valeurs de la tension initiale \overline{F}_r de chaque ressort, sont données dans le tableau 5.1.

L'effort de frottement global varie de 80 N pour compenser un poids de 45 kg à un effort de 145 N pour compenser un poids de 105 kg. Le frottement est non négligeable et constitue une source d'amortissement supplémentaire dans la suspension. Il pourra être diminué en équipant tous les pivots de la genouillère de paliers lisses.

Tension initiale \overline{F}_r (N)	Chargement F_o (N)	C_f (N)
225	450	80
376	750	90
526	1050	130

Tab. 5.1 – Valeurs du coefficient de frottement en fonction de la tension initiale appliquée aux ressorts

5.5 Conclusions

La démarche de conception du prototype nous a conduit à isoler quatre sous-systèmes indépendants :

- S_1 - Le sous-système *guide cinématique*. Il est constitué d'un mécanisme articulé à barres, qui impose le mouvement plan vertical du siège. L'étude sur les mécanismes plan nous a conduit à préférer un mécanisme 6 barres de Watt, offrant une très bonne approximation d'un mouvement de translation verticale sur de grandes courses, pour des mouvements articulaires réduits ;
- S_2 Le sous-système *raideur*. Un autre mécanisme, indépendant du précédent, appelé « genouillère », permet de donner la raideur verticale à la suspension. Cette solution est avantageuse pour réduire les pertes par frottements. Ce système comporte deux ressorts de traction disposés horizontalement. Le réglage de la pré-tension des ressorts permet d'équilibrer le mécanisme en position nominale sous une charge verticale variable. La conception du système permet d'interchanger très facilement les ressorts pour changer la raideur verticale de la suspension ;
- S_3 - Le sous-système *électromécanique* : motoréducteur et engrenage pignon/crémaillère. Ce sous-système correspond à la réalisation et à l'optimisation du réducteur-multiplicateur placé entre le pignon et le moteur/génératrice. Les contraintes étaient d'obtenir un

rendement maximum dans les deux sens de rotation (condition de réversibilité) et un facteur de réduction-multiplication optimal ;

S_4 - Le sous-système *commande électronique*. Une carte de commande analogique a été développée pour les besoins spécifiques de la commande de la suspension de siège. Cette carte comprend l'asservissement du couple frein/moteur de l'actionneur et le calcul de la consigne de couple à partir des signaux d'entrés.

Les sous-systèmes S_1 et S_2 ont été réalisés avec l'aide du département Recherche-Produits de Bertrand Faure. Les deux autres ont été développés au laboratoire de l'ECL.

La commande de l'actionneur est réalisée par une carte analogique, sans avoir recouru à un calculateur numérique externe. Le fonctionnement de la carte est autonome. Cet aspect est particulièrement innovant au stade d'un projet de recherche. Il résulte de la simplicité des lois de commande et des contraintes imposées par l'environnement automobile. La facilité d'embarquer le prototype dans un véhicule laisse prétendre des gains de temps appréciables pour une phase d'essais en véhicules.

Des essais appropriés ont permis de valider les objectifs de conception des quatre sous-systèmes.

Les essais statiques de la suspension ont permis de mesurer l'écart entre la raideur théorique prévue et la raideur réelle mesurée. L'erreur obtenue est de 10%, ce qui est largement acceptable pour notre application.

L'hystérésis dû aux frottements, mesuré sur le prototype, varie entre 80 et 130 N selon la prétension des ressorts. Ces valeurs peuvent être diminuées. Le traitement spécifique de certaines liaisons de la genouillère, qui subissent des efforts importants, par des paliers lisses ou des roulements à billes devraient contribuer à diminuer fortement l'hystérésis. Cependant, les pertes par frottement de la suspension sont deux fois moins importantes que celles mesurées sur d'autres suspensions de siège.

Nous avons validé le sous-ensemble actionneur à l'aide d'un banc d'essai spécifique. Celui-ci a permis de mettre au point la boucle d'asservissement du courant du moteur électrique. Un simple régulateur PI s'est avéré suffisant pour assurer l'absence d'erreur, la précision et la stabilité de la boucle.

Chapitre 6

Résultats expérimentaux

6.1 Description du banc d'essai

6.1.1 Présentation générale

Le banc d'essai, élaboré au laboratoire, est destiné à caractériser le prototype de la suspension active du siège d'un point de vue dynamique. Ce dispositif expérimental a aussi pour objectif d'effectuer des mesures de confort dans différentes configurations, de façon à évaluer les performances du prototype en comparaison à un siège conventionnel (c'est à dire sans suspension).

Le banc est muni d'un générateur de vibrations [2] constitué d'un vérin hydraulique sur lequel est monté le siège [1]. Ce dernier peut recevoir un conformateur normalisé [0], appelé *SAEJ826*, chargé de la masse M désirée sur l'assise, ou bien, d'un passager. Le banc d'essai comporte une chaîne d'acquisition et de commande permettant de piloter le vérin et de réaliser les mesures. Un ordinateur PC gère la commande et les acquisitions de l'ensemble du dispositif. L'architecture du banc d'essai permet d'envisager n'importe quel type de mesure, dans le domaine temporel ou fréquentiel, pour différentes configurations d'essais : il peut s'agir, par exemple, de caractériser soit la suspension, soit l'actionneur, ou bien encore, d'effectuer des mesures de confort avec conformateur ou passager... Le schéma d'ensemble du banc d'essai est représenté sur la figure 6.1.

6.1.2 Moyens d'essais

La figure 6.2 montre l'ensemble du banc d'essai tel qu'il est implanté au laboratoire. Une description détaillée des moyens de mesures, d'acquisition et de commande se trouve en annexe E.

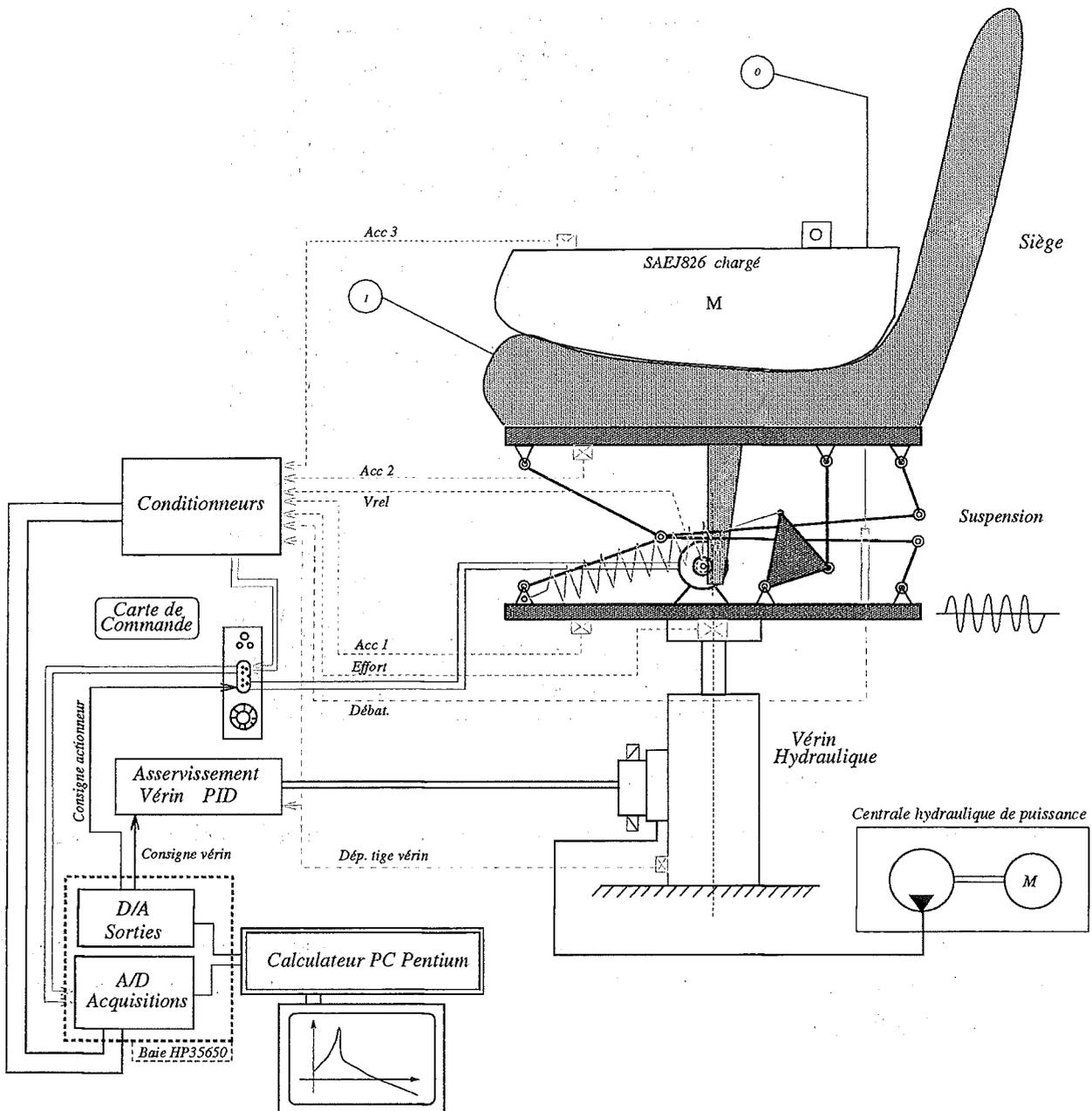


Fig. 6.1 – Schéma du banc d'essai

6.2 Critères d'analyse des performances

Il s'agit ici de déterminer les essais qui vont permettre de quantifier l'isolation vibratoire du siège. Cette quantification se fait à partir de critères objectifs, c'est à dire à partir de phénomènes physiques mesurables. Les essais effectués à l'aide du dispositif expérimental sont de deux types :

- essais de caractérisation : validation du fonctionnement de la boucle de commande et identification de certains paramètres du système ;



Fig. 6.2 – Vue de l'ensemble du dispositif expérimental

- test des performances : mesure de l'aptitude du siège à réduire l'accélération transmise au passager.

Pour évaluer les performances obtenues quant au confort, nous avons utilisé les travaux de Griffin ([47],[48]) et de l'INRS¹ ([81],[31]). Ces travaux ont défini plusieurs normes internationales ([17],[84],[85])

6.2.1 Les essais normatifs

D'après la norme, la grandeur de base utilisée pour caractériser l'intensité d'un environnement vibratoire doit être l'accélération ([84]). Elle doit être exprimée en valeur efficace. Comme nous l'avons vu au chapitre 1, la norme *ISO2631* donne un certain nombre de règles afin d'évaluer l'exposition aux vibrations (direction, intensité, mesurages) et de guider l'ingénieur dans la quantification des vibrations.

Cette norme reste cependant trop générale pour s'appliquer au cas du siège automobile. Une nouvelle norme propose d'autres critères pour les essais réalisés en laboratoire sur la transmission des vibrations dans les sièges ([83]). Cette norme spécifie des méthodes d'essais pour évaluer les vibrations transmises aux occupants des véhicules, quel que soit le

1. Institut National de Recherche et de Sécurité

type de siège utilisé. Les essais sont effectués sur simulateur de vibration pour des raisons de reproductibilité et de facilité de mise en œuvre.

Pour être conforme à la norme, les essais doivent être réalisés avec deux sujets. Les masses des sujets doivent être égales aux 5^e et 95^e percentiles de masse de la population des utilisateurs de véhicules auxquels sont destinés les sièges. Les sujets doivent conserver pendant toute la durée de l'essai un comportement normal, non actif, et une certaine posture par rapport au siège.

6.2.2 Critères retenues par la norme pour la qualification du siège

Les vibrations transmises à l'interface siège-sujet sont considérées comme le critère de performance principal du siège. Pour caractériser le comportement en transmission des sièges en fonction des fréquences d'excitation, la norme recommande de mesurer de la réponse en fréquence du siège soumis à une force d'excitation sinusoïdale (appelé généralement « sinus balayé »).

Dans le cas des sièges munis de suspensions, la norme conseille d'effectuer un essai pour contrôler l'efficacité de l'amortisseur lors de vibrations ou chocs de fortes amplitudes.

Finalement, la norme nécessite essentiellement deux essais :

1. Un essai mettant en jeu des vibrations de la classe du véhicule auquel est destiné le siège : il vise à étudier son aptitude à réduire l'intensité vibratoire transmise au passager. Cet essai est appelé « Essai avec excitation simulée » ;
2. Un essai d'amortissement vise à contrôler le risque de talonnement de la suspension à la fréquence de résonance.

Pour l'essai d'excitation simulée, le signal vibratoire d'entrée est aléatoire à distribution d'amplitude gaussienne, définie par sa densité spectrale de puissance. L'objectif de cet essai est de déterminer le facteur de transmissibilité des amplitudes efficaces du siège (en anglais SEAT pour Seat Effective Amplitude Transmissibility). Le SEAT est un moyen de connaître l'efficacité du siège pour améliorer le confort, dans un spectre de vibration donné. L'expression du SEAT est :

$$SEAT = \frac{a_{ws}}{a_{wp}} \quad (6.1)$$

où a_{ws} et a_{wp} sont les valeurs efficaces des accélérations pondérées en fréquence par un filtre de confort (cf. chapitre 1). et sont données par :

$$a_{ws} = \left(\int_{f_0}^{f_{max}} G_s(f) S^2(f) df \right)^{1/2} \quad (6.2)$$

$$a_{wp} = \left(\int_{f_0}^{f_{max}} G_p(f) S^2(f) df \right)^{1/2} \quad (6.3)$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} S(f) : \text{Filtre de pondération de la réponse du corps humain à des vibrations} \\ \text{verticales} \\ G(f) : \text{Densité spectrale de puissance du signal d'accélération mesuré sur le siège} \\ \text{(s) et sur le plancher (p)} \end{array} \right.$$

Le facteur SEAT permet de quantifier le confort vibratoire du siège sur toute la bande de fréquence. Par exemple, un facteur SEAT égal à 1 signifie que les vibrations au niveau du plancher et au niveau du siège produisent des effets (d'inconfort) équivalents, bien que le contenu vibratoire des deux signaux soit différent. Si le SEAT est supérieur à 1, le siège dégrade le confort par rapport aux vibrations du plancher. Une valeur du SEAT inférieure à 1 indique la proportion d'isolation, ou de confort, apporté par le siège.

Pour l'essai d'amortissement, on se place à la fréquence de résonance sous vibration sinusoïdales. L'amplitude de la vibration est égale à 75% du débattement maximal possible avec une masse inerte de 75 kg. On définit alors le coefficient d'amplification à la résonance T tel que :

$$T = \frac{a_s(f_r)}{a_p(f_r)} \quad (6.4)$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} a_s(f_r) : \text{valeur efficace de l'accélération mesurée sur le siège} \\ a_p(f_r) : \text{valeur efficace de l'accélération mesurée sur le plancher} \end{array} \right.$$

D'après Griffin, la mesure de la réponse en fréquence est insuffisante pour caractériser l'efficacité d'un siège ([47]). En effet, l'efficacité n'est pas seulement caractérisé par l'amplification à la résonance. On peut alors se demander dans quelle mesure l'allure de la réponse en fréquence, sur toute la bande d'analyse, est ressentie comme confortable ou inconfortable. Le facteur SEAT permet de relier la mesure de la réponse en fréquence à la mesure de la gêne vibratoire du sujet. Il prend en compte la sensibilité humaine aux vibrations. Le facteur SEAT dépend du spectre d'analyse et du type de signal d'excitation du plancher ; le SEAT fournit les propriétés d'isolation du siège pour un environnement vibratoire donné et un sujet donné ([41]). Le SEAT dépend aussi du filtre de pondération. On utilise généralement un filtre normalisé, correspondant à la sensibilité du sujet assis aux vibrations verticales ([84]), qui permet une prédiction satisfaisante du confort. Cependant, le facteur SEAT ne considère pas l'effet des vibrations transmises par le dossier ni par les pieds.

Dans le cas des sièges suspendus des tracteurs routiers, un code d'essai a été proposé par l'INRS ([31]). Ce code d'essai a un double objectif. D'une part, dresser le bilan de la contrainte vibratoire au poste de conduite de ces véhicules et d'autre part, évaluer l'efficacité des sièges dont ils sont équipés. Le bilan établit que :

- pour l'essai d'amortissement, le siège est accepté si $T < 2$;

- pour l'essai d'excitation simulée, le siège est accepté si $SEAT < 0.7$ en classe I et $SEAT < 1$ en classe II. Les classes dépendent du type de cabine (I conventionnelle et II suspendue).

6.2.3 Choix et description des essais réalisés

Pour réaliser les essais avec le prototype, nous nous sommes largement inspirés des normes et travaux décrits précédemment.

Nous avons essayé de montrer les avantages et les limites de chaque commande lorsque le prototype est soumis à des perturbations vibratoires proches de celles que l'on rencontre dans les véhicules routiers. Nous avons premièrement comparé le siège conventionnel et le prototype de siège suspendu, et deuxièmement, les différentes commandes étudiées (passif, semi-actif et actif). Nos objectifs étaient les suivants :

- valider la conception de la suspension active du prototype ;
- mettre au point les boucles de commande et démontrer leur efficacité ;
- mesurer les performances de chaque commande avec un « siège simplifié » ;
- comparer les performances sur un « siège complet » avec un passager (avec suspension active et sans suspension) ;
- comparer les mesures avec un conformateur et avec un passager.

Le « siège simplifié » est l'assise d'un siège de véhicule automobile de tourisme (type berline moyenne gamme), sans nappe, qui comporte une épaisseur de mousse assez importante (environ 60 mm). Cette assise est utilisée dans les essais avec suspension active et sans suspension (siège conventionnel) : dans ce dernier cas, l'assise est posée directement sur le plancher (cf. figure 6.4). Le chargement est appliqué avec un conformateur normalisé appelé *SAEJ826*, muni de lest, afin d'obtenir la masse désirée. Le conformateur est laissé libre sur l'assise. La masse M de l'ensemble est égale à environ 60 kg.

Le « siège complet » est un siège bacquet que l'on trouve dans certains véhicules automobiles à caractères « sportifs » (cf. figure 6.3). Il est assez « raide » car l'épaisseur de mousse d'assise est faible (environ 30 mm). Les essais menés avec ce siège sont réalisés avec un vrai passager, avec et sans suspension. Les caractéristiques du sujet sont :

- taille : 1m75 ;
- masse : 75 kg.

La posture du passager sur le siège est assez proche de la réalité. La masse effective appliquée sur l'assise du siège est égale à environ 60 kg.

D'après Griffin ([73]), les mesures réalisées avec une masse rigide ne sont pas assez proches des mesures avec sujet réel. Afin de reproduire la dynamique verticale du passager

assis, il préconise l'emploi d'un manequin dynamique à 1 degré de liberté . Les mesures montrent que ce type de manequin donne des réponses en fréquences très voisines de celles obtenues avec un passager, dans une bande de fréquence comprise entre $[0, 10]$ Hz. Cependant, l'emploi du conformateur est suffisant pour montrer l'efficacité du concept de la suspension active. Il n'est pas question ici d'essayer de reproduire les mesures qui pourrait être obtenues en situation réelle dans un véhicule. Le conformateur présente aussi les avantages d'obtenir une bonne reproductibilité des mesures et de ne pas exposer les passagers aux vibrations pour obtenir des mesures de confort.

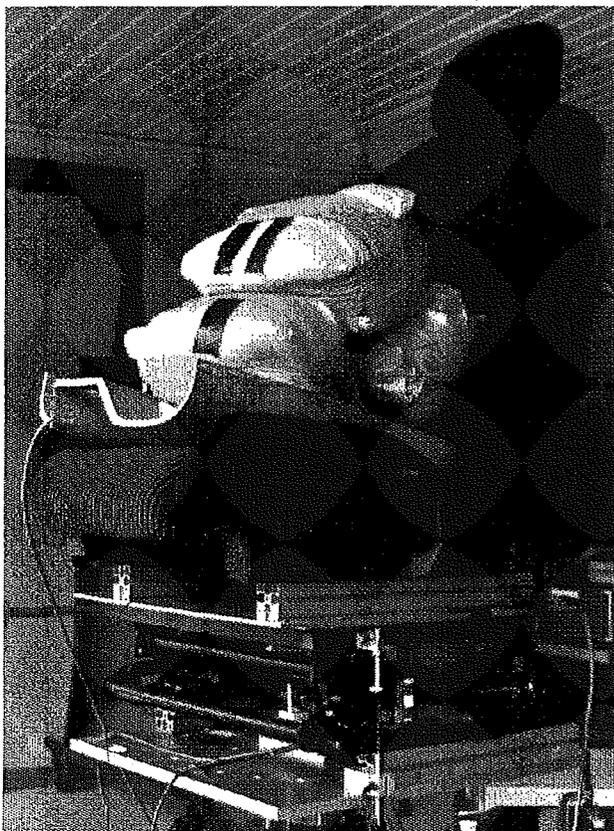


Fig. 6.3 – Suspension et siège muni du conformateur

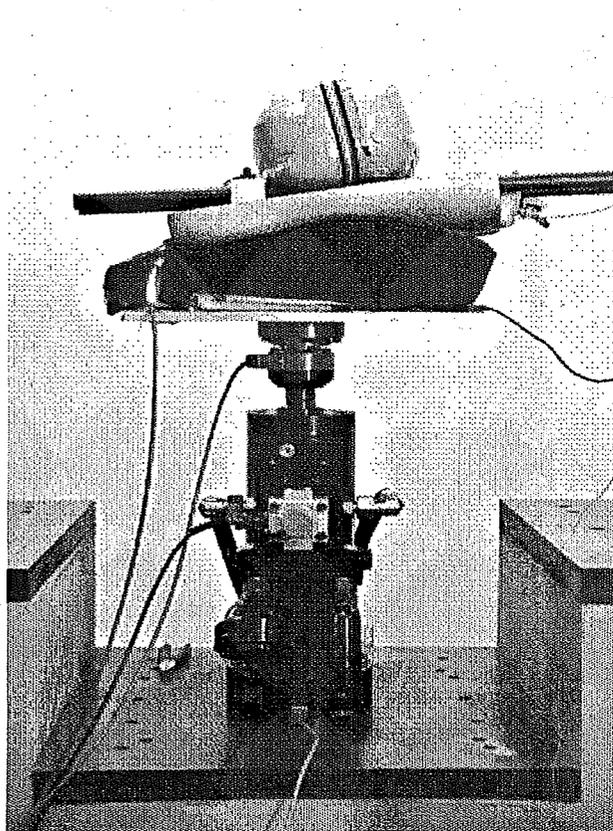


Fig. 6.4 – Assise et conformateur

Nous allons décrire brièvement les essais réalisés :

Réponses en fréquence :

Elles sont mesurées grâce à une procédure automatique du système d'acquisition. L'excitation est un signal sinusoïdale d'amplitude constante sur toute la gamme de fréquence. A chaque fréquence, le système calcule l'amplitude et la phase de la réponse . Les paramètres sont :

- amplitude de la vibration d'entrée : position y ;
- pas fréquentiel : 0.1 Hz ;

- nombre de moyennage à chaque pas : 4 cycles ;
- temps d'attente pour l'établissement de régime permanent : 4 cycles ;

Ces paramètres constituent un compromis satisfaisant entre la rapidité et la précision de la mesure.

Sinus proche de la résonance :

Nous avons utilisé ce signal pour :

- caractériser le suivi en effort de l'actionneur dans la suspension ;
- caractériser les lois de commande ;
- confronter les simulations temporelles du modèle avec les mesures sur le prototype.

Le signal est un sinus de fréquence égale à 2 Hz et d'amplitude égale à 12 mm ce qui permet d'atteindre des vitesses de débattement proches de 0.2 m/s. La fréquence est choisie au voisinage de la fréquence de résonance du système pour obtenir des réponses de grandes amplitudes.

Excitation simulée :

Le signal d'excitation est un bruit blanc défini sur une certaine bande de fréquence. L'essai a pour but de se rapprocher des vibrations typiques du plancher d'un véhicule circulant sur une route bien définie. Cet essai va nous permettre de définir :

- la Dsp de l'accélération mesurée sur le siège ;
- le facteur d'atténuation SEAT ;
- la puissance moyenne mise en jeu par la commande ;

Le signal d'excitation possède les propriétés suivantes :

- bande-passante : [1, 10] Hz ;
- amplitude crête maxi (position) : 4.5 mm ;
- amplitude crête maxi (accélération) : 9 m/s² ;
- écart type (accélération) : 2.2 m/s² ;
- durée du signal : 64 s ;

Le caractère générique de ce signal est utile afin d'établir une comparaison entre les différentes configurations d'essais.

Les Dsp sont calculées en moyennant les spectres sur 10 échantillons. Le pas d'échantillonnage pour l'acquisition des signaux est égal à 0.008 s.

Excitations transitoires :

Les signaux transitoires sont ceux que l'on rencontre lorsque le véhicule franchit un obstacle, généralement à basse vitesse. Les exemples les plus courants pour un véhicule automobile sont :

- le passage d'un trottoir ;
- le franchissement d'un ralentisseur ;
- le franchissement d'une voie ferrée etc.

L'énergie de ces perturbations issues du sol est atténuée au niveau du plancher si la caisse du véhicule est suspendue (cf. chapitre 1). Pour représenter l'ensemble de ces perturbations, nous avons défini deux signaux : un échelon et une suite de trois créneaux (figure 6.5). L'amplitude de chaque signal est égal à 15 mm. La durée de la rampe pour atteindre la valeur finale est de 0.1 s.

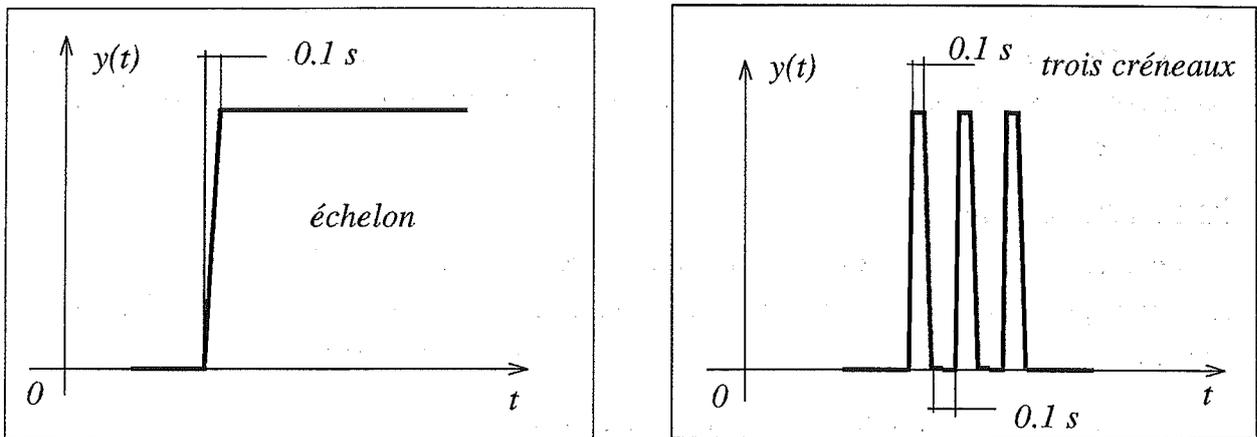


Fig. 6.5 – Caractéristique des signaux transitoires

6.3 Confrontation modèle-prototype

6.3.1 Identification des paramètres du modèle

6.3.1.1 Modèle simplifié à un degré de liberté en boucle ouverte et fermée

Il s'agit ici de valider le modèle de la suspension active et d'identifier certains paramètres à l'aide d'essais sur le prototype. Nous considérons, dans un premier temps, la suspension sans le siège, en boucle ouverte (BO), c'est à dire sans aucun effort généré dans l'actionneur. La perturbation est un sinus de fréquence 2 Hz, d'amplitude égale à 12 mm, identique pour la simulation et la mesure.

Le modèle équivalent est le modèle simplifié de la figure 4.21 auquel on rajoute un frotteur pour modéliser le frottement sec dans la suspension. La suspension est chargée à l'aide d'une masse inerte M de 63 kg. Les simulations sont réalisées à l'aide d'un logiciel

qui intègre temporellement les équations du mouvement du système. Il permet de prendre en compte un grand nombre de non-linéarités.

Le coefficient d'amortissement visqueux équivalent de la suspension (C_v) est déterminé en ajustant le résultat de l'intégration numérique avec le signal mesuré. Nous avons représenté les résultats des mesures, et, des simulations du débattement et de l'accélération. La figure 6.6 montre le très faible écart entre les mesures et les simulations. Les paramètres de la simulation sont indiqués dans le tableau 6.1 (la valeur de C_v est identifiée).

Paramètres	Valeurs
M_s (kg)	35
M_o (kg)	63
K_s (N/m)	$0.688 \cdot 10^4$
C_f (N)	90
C_v (Ns/m)	90

Tab. 6.1 – Paramètres du modèle simplifié

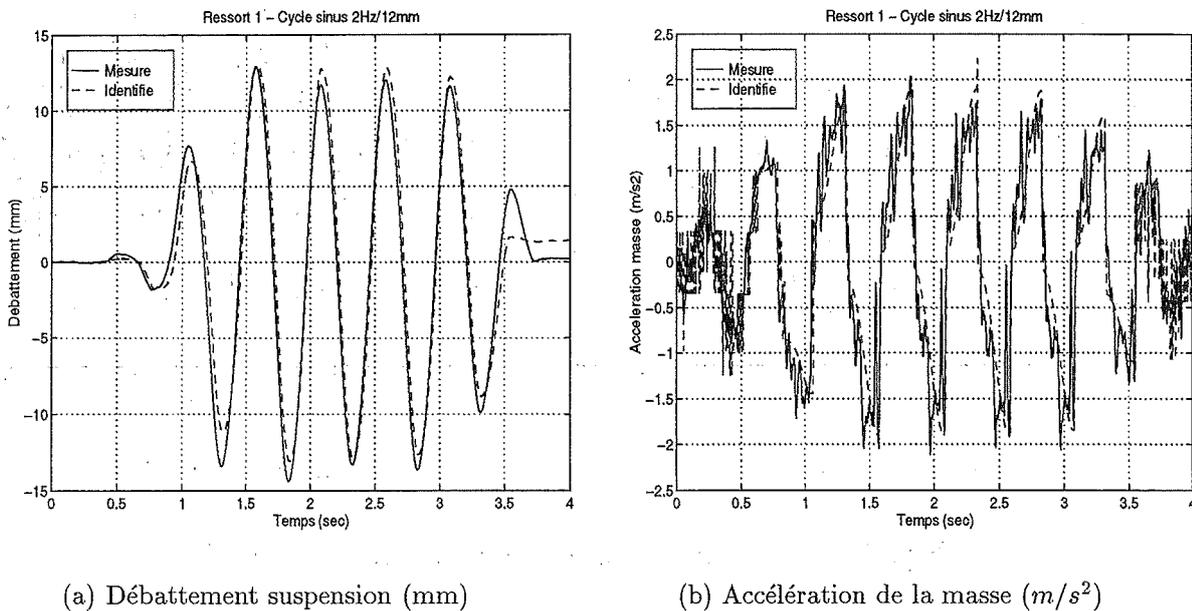


Fig. 6.6 – Système à 1 degré de liberté (boucle ouverte)

D'autres simulations, à d'autres fréquences d'excitations, ont été effectuées avec le même jeu de paramètres. Elles donnent aussi une très bonne corrélation entre mesure et simulation : le modèle de la suspension en BO est ainsi complètement identifié.

Dans un deuxième temps, nous avons cherché à valider le modèle en boucle fermée en prenant une consigne C_i nulle (réponse à une perturbation). Les simulations du modèle en boucle fermée sont présentées figure 6.7. Les mesures et les simulations sont comparées pour

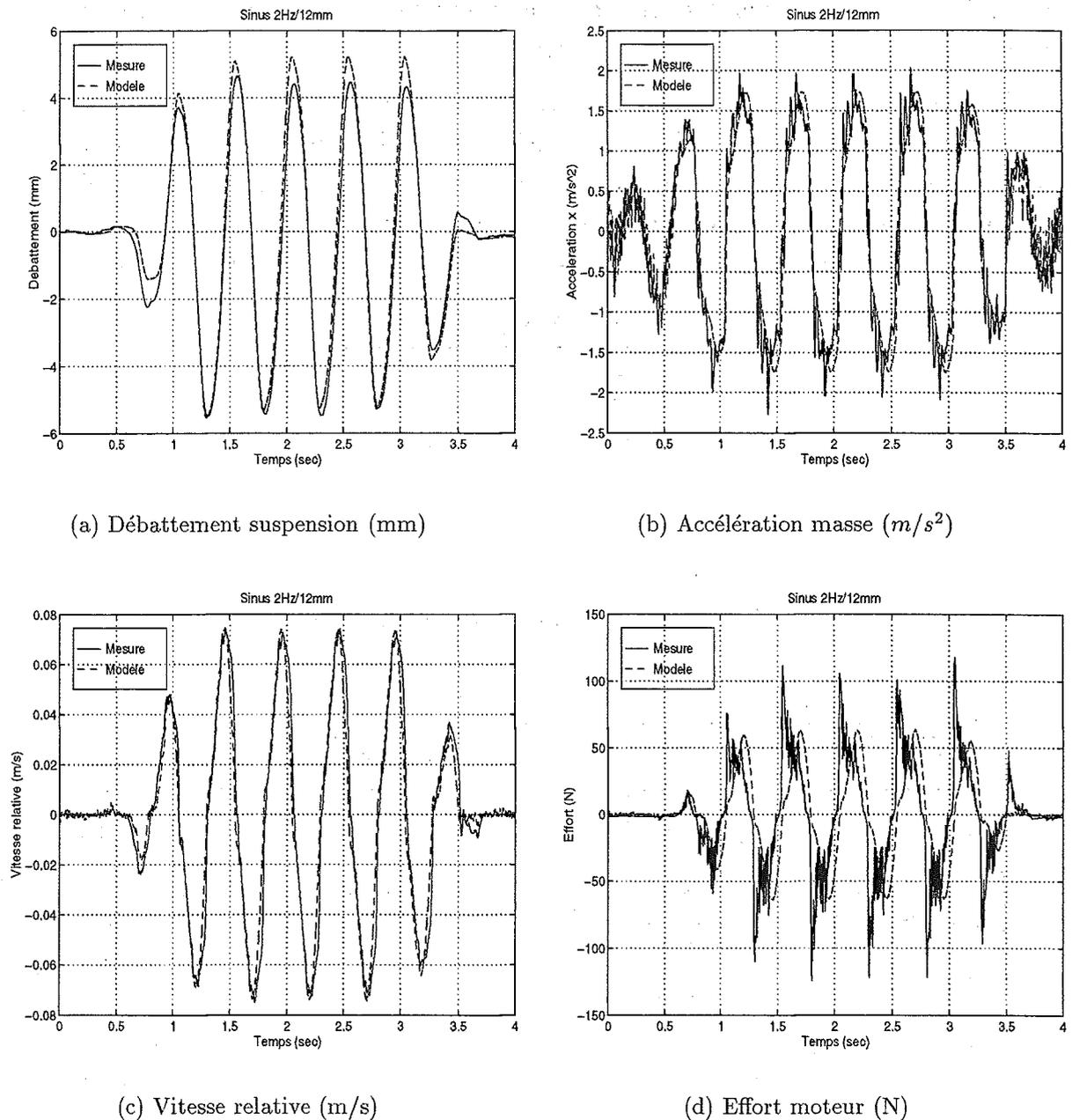


Fig. 6.7 – Système à 1 degré de liberté (boucle fermée)

les quatre grandeurs suivantes : débattement de la suspension, accélération de la masse, vitesse relative et courant dans l'actionneur. Les résultats montrent clairement l'accord entre la simulation et l'expérience. L'accord est très bon sur pour la vitesse et l'accélération. L'effet du frottement sec est très visible sur la vitesse. Ceci permet de conclure que le modèle de Coulomb est suffisant pour représenter le frottement dans la suspension. Des mesures effectuées à d'autres fréquences d'excitations donnent aussi des résultats en accord avec les simulations.

6.3.1.2 Modèle à deux degrés de liberté: validité et justification du modèle simplifié

Afin de valider le modèle complet du siège suspendu, nous avons réalisé des essais avec la suspension munie de l'assise de siège et du conformateur normalisé. L'ensemble des paramètres de simulation sont rassemblés dans le tableau 4.1 du chapitre 4. La figure 6.8 représente le résultat de la simulation sur le modèle complet à deux degrés de liberté en boucle ouverte, et de la mesure sur le prototype. Ici encore, l'expérience montre que les mesures de l'accélération de la suspension, du débattement et de la vitesse sont très proches des simulations. Du fait de problèmes liés à l'algorithme d'intégration, la simulation du régime transitoire de l'accélération du siège reste difficile. En effet, les simulations peuvent présenter des instabilités provoquées par la discontinuité des forces de frottement statique et dynamique. De même, la phase d'initiation du décollement de la suspension, visible sur la courbe en débattement, est difficile à modéliser. Cependant, en régime établi, l'accord devient très bon entre la mesure et la simulation.

Nous allons maintenant étudier la validité du modèle à un degré de liberté. Pour cela, la mesure de la fonction de transfert de l'accélération transmise au siège est effectuée dans les deux cas suivants :

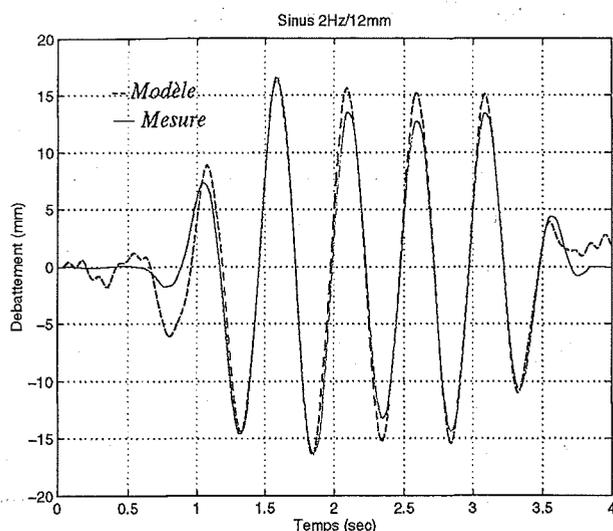
- avec l'assise et le conformateur ;
- avec le siège complet et un passager. L'accélération transmise au siège est mesurée à l'interface sujet-assise avec la cupule accélérométrique.

Les figures 6.9 et 6.10 représentent les résultats des mesures de la réponse en fréquence, entre 1 et 7 Hz, dans les deux cas décrits précédemment. L'amplitude du sinus d'excitation est égale à 5 mm.

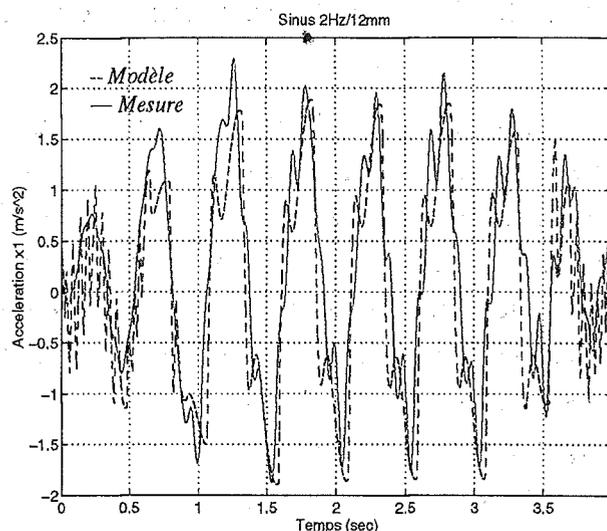
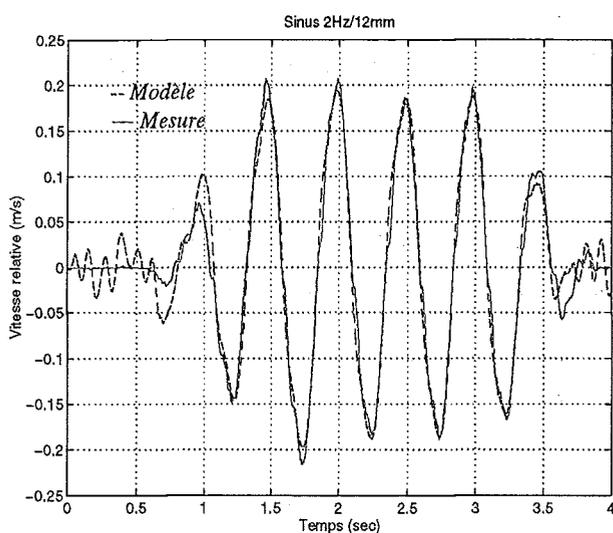
Pour mettre en évidence l'influence de l'assise du siège, on a superposé la réponse en fréquence de l'accélération transmise à l'embase du siège (*Suspension* X_1) et celle transmise au passager (*Siège* X_2). Dans le cas de la mesure avec l'assise et le conformateur, l'écart entre les deux fonctions de transfert est important. Il est alors difficile de négliger le comportement dynamique de la mousse d'assise. En revanche, pour le siège avec passager, les réponses sont très voisines. Dans ce cas, l'influence de l'assise est négligeable et ainsi, le modèle simplifié à un degré de liberté est justifié. L'influence de l'épaisseur de la mousse d'assise reste très importante et l'hypothèse simplificatrice démontrée au chapitre 4 est ici confirmée par les mesures : plus l'épaisseur est importante, plus la raideur est faible, et plus le couplage du siège avec la dynamique du système est importante.

6.3.2 Étude de la non-linéarité de frottement

Nous allons étudier l'influence du frottement sec dans la suspension sur les réponses en fréquence du système. Cette influence est importante dans le cas d'une commande dissipa-



(a) Débattement suspension (mm)

(b) Accélération suspension (m/s^2)

(c) Vitesse relative (m/s)

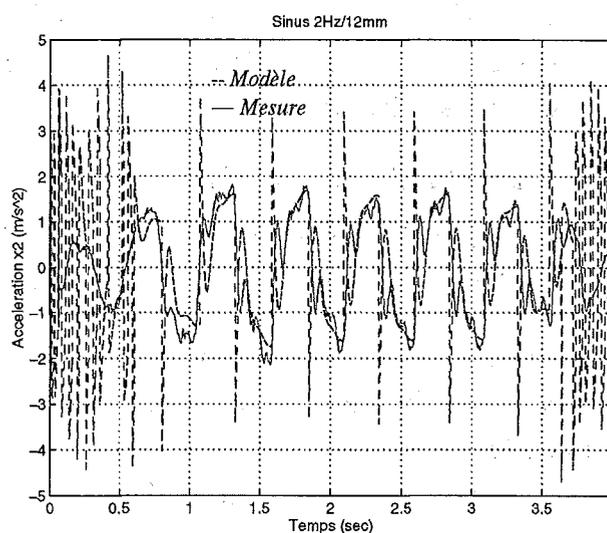
(d) Accélération siège (m/s^2)

Fig. 6.8 – Système à 2 degrés de liberté (boucle ouverte)

tive puisque le frottement est une source importante de dissipation. Comme nous l'avons vu au chapitre 5, le frottement sec provoque une relation hystérétique entre la force interne et le déplacement. Nous allons montrer que le frottement induit une modification de raideur et d'amortissement dans le système.

La figure 6.11 représente deux réponses en fréquence, en accélération et en débattement, pour différents niveaux d'excitation ($y = \pm 2, 5, 7 \text{ mm}$). L'allure des courbes est typique de celle d'un système non linéaire en présence de frottement sec ; à basse fréquence, le gain est presque nul pour la réponse en débattement, et la fréquence de résonance est décalée vers

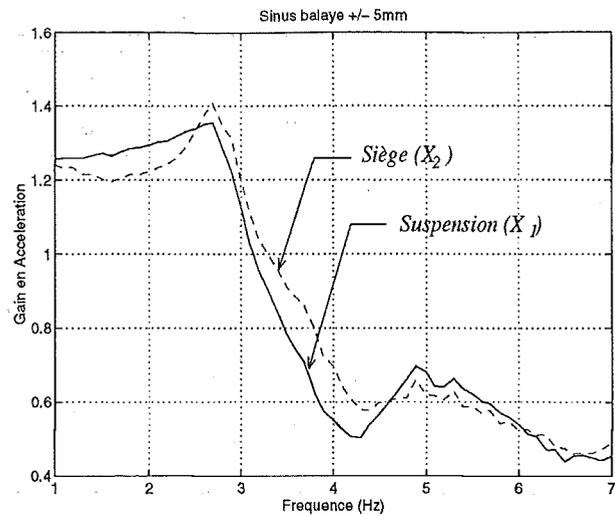
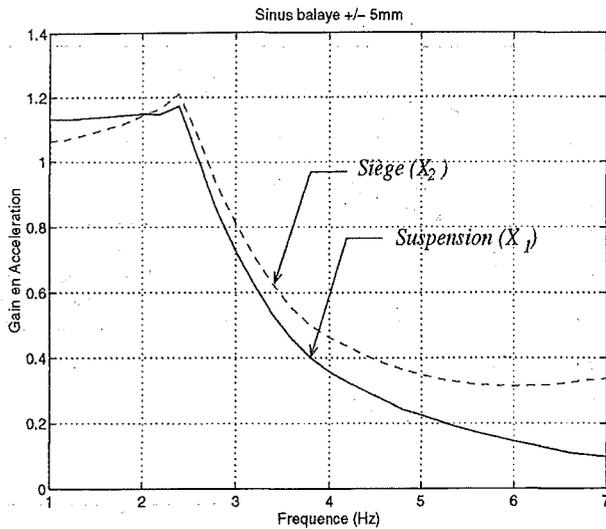


Fig. 6.9 – *Mesure avec assise et conformateur (en BO)* Fig. 6.10 – *Mesure avec siège complet et pasager (en BO)*

le haut pour les faibles niveaux d'excitation. Les courbes présentent 2 phases distinctes :

1. La suspension est « collée » : l'effort dynamique appliqué sur la suspension est inférieur à l'effort de frottement sec. Il n'y a pas de mouvement relatif et la suspension est sans effet sur la dynamique du système. Le système dynamique équivalent est réduit au siège et sa masse M_o (système 1) ;
2. La suspension est « décollée » : l'effort dynamique est supérieur à l'effort de frottement. Il y a mouvement relatif de la suspension. Le nouveau système dynamique est constitué de l'ensemble [suspension+siège] (système 2).

Plus l'amplitude de l'excitation est importante, plus la fréquence de saut du système 1 vers le système 2 est basse. Pour une même fréquence, l'amplitude est nettement plus grande lorsque l'excitation est faible. Ce phénomène vient de la diminution de l'effort de frottement quand l'amplitude augmente. En effet, on démontre par linéarisation équivalente que le coefficient d'amortissement équivalent, calculé pour chaque fréquence, est inversement proportionnel à l'amplitude de la sollicitation ([71]). Considérons une excitation sinusoïdale $y(t)$, d'amplitude A et de pulsation ω telle que :

$$y(t) = A \cos(\omega(t)) \quad (6.5)$$

On considère que l'élément caractérisant le frottement sec est soumis à l'excitation $y(t)$ et la force résultante est :

$$F_f(t) = C_f \cos(\omega(t)) \quad (6.6)$$

La force due au frottement sec, est assimilée à une force de frottement visqueux équivalente F_v , telle que :

$$F_v(t) = b_{(\omega,A)} \frac{dy}{dt} \quad (6.7)$$

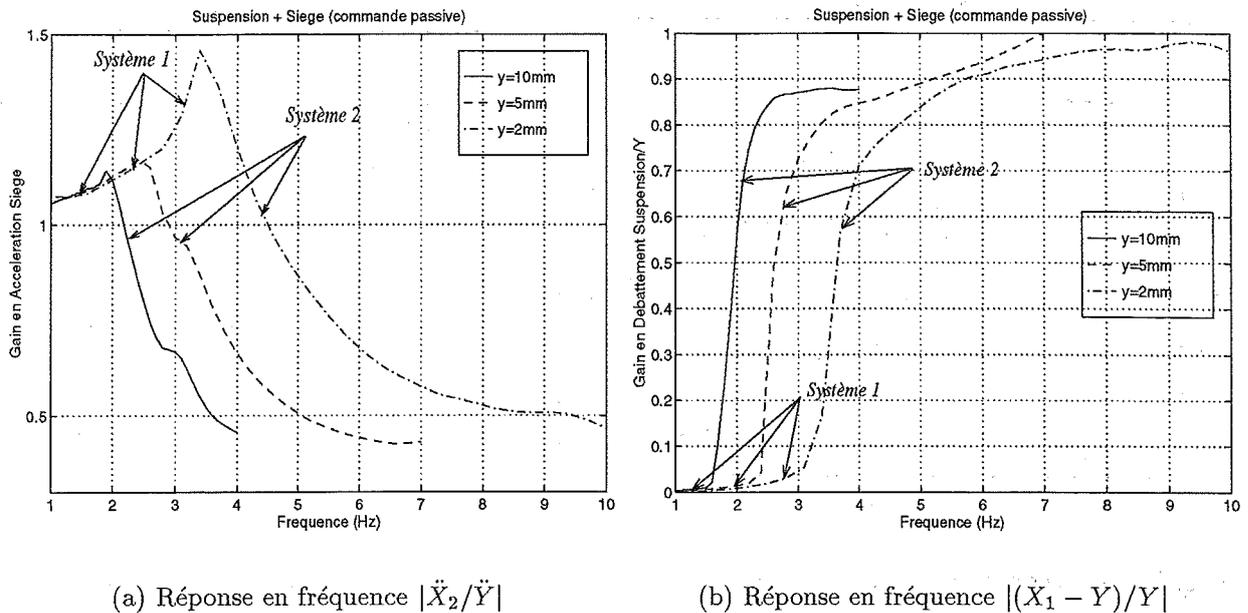
(a) Réponse en fréquence $|\ddot{X}_2/\ddot{Y}|$ (b) Réponse en fréquence $|(X_1 - Y)/Y|$

Fig. 6.11 – Influence du niveau d'excitation sur les réponses en fréquence

L'énergie dissipée sur une période T en régime permanent, est, pour chaque force :

$$E_{F_f} = \int_0^T F_f dy = 4C_f A \quad (6.8)$$

$$E_{F_v} = \int_0^T F_v dy = \pi b A^2 \omega \quad (6.9)$$

$$(6.10)$$

Le principe de linéarisation équivalent consiste à évaluer les énergies dissipées par les deux forces sur une période ; ceci conduit à l'expression du coefficient de frottement équivalent b :

$$b_{(\omega, A)} = \frac{4C_f}{\pi\omega A} \quad (6.11)$$

L'expression de b montre que plus l'amplitude de l'excitation est grande, plus l'amortissement équivalent dû au frottement sec diminue. Ceci se traduit, sur les courbes de réponses en fréquence en débattement, par une amplification. En revanche, pour de faibles niveaux d'excitation, le taux de frottement sec équivalent est important ; la réponse en fréquence présente un moins bon filtrage au delà de la fréquence de résonance.

6.4 Caractérisation de l'actionneur dans la suspension

6.4.1 Asservissement en effort

Dans cette partie, nous allons étudier l'asservissement en effort de l'actionneur dans le prototype. L'objectif est de vérifier que l'effort obtenu sur l'embase du siège [2], *via* l'engrenage pignon-crémaillère, est bien égal à la consigne.

Pour cela, l'embase du siège est bloquée dans son mouvement vertical et devient solidaire du bâti. Le vérin permet alors d'imposer un déplacement ($y(t)$) à la suspension. L'actionneur est entraîné en rotation par le mouvement vertical imposé du support [4]. L'actionneur fonctionne en génératrice et la consigne de freinage appliquée à l'entrée de l'amplificateur de courant est proportionnelle à la vitesse de sollicitation :

$$C_i(t) = C\dot{y}(t) = CR_p\omega_g(t) \quad (6.12)$$

où C représente le coefficient d'amortissement qui permet de moduler l'intensité de l'effort de consigne entre 0 et C_{max} .

Le système est sollicité par un signal sinusoïdal de fréquence 2 Hz et d'amplitude égale à 12 mm. Pour ne pas solliciter brusquement le banc d'essai, la consigne du vérin est augmentée progressivement jusqu'au régime permanent puis, diminuée jusqu'à l'annulation. Le signal de consigne dure 4 secondes. La vitesse maximum de sollicitation du système est égale à 0.15 m/s, ce qui équivaut à 2500 tr/min pour l'arbre de l'actionneur.

L'effort de freinage peut s'obtenir de deux manières :

1. Directement, par une mesure effectuée à l'aide du capteur de force situé sous le support [4] (cf. figure 6.1) ;
2. Indirectement par la mesure du courant débité par la génératrice.

Pour la mesure directe, il suffit de faire une mesure différentielle entre l'effort enregistré avec et sans consigne de freinage, ce qui permet d'éviter de mesurer les efforts d'inertie. Dans le cas de la mesure indirecte, l'expression de l'effort de freinage est :

$$F_{frein} = \frac{N_r K_i \cos(\alpha)}{R_p \rho_{actio}} i_{mes} \quad (6.13)$$

La figure 6.12 compare l'effort de freinage mesuré directement avec le capteur de force et celui calculé avec la relation (6.13) et la mesure du courant. Les deux mesures sont très proches et ce qui montre que la mesure du courant dans le moteur fournit une très bonne estimation de l'effort dans le siège.

La mesure de l'effort en fonction du déplacement imposé est représenté figure 6.13 pour une valeur de consigne telle que $C = 70\% C_{max}$. L'effort est enregistré sur toute la durée de la sollicitation. On a représenté figure 6.14 l'effort en fonction du déplacement pour sept valeurs de consignes allant de $C = 14\% C_{max}$ à $C = 100\% C_{max}$. Le faible écart entre la consigne et la mesure montre l'efficacité de l'asservissement en effort de l'actionneur, quelque soit la valeur de la vitesse et de l'effort dans le système.

L'effort de freinage en fonction de la vitesse de sollicitation est représenté figure 6.15 pour sept valeurs de consigne. La loi effort/vitesse, obtenue pour chaque valeur de C , est symétrique et linéaire, exception faite de la plage où la vitesse est faible et la consigne élevée. Lorsque la vitesse change de signe, le sens de l'excitation s'inverse ce qui sollicite les

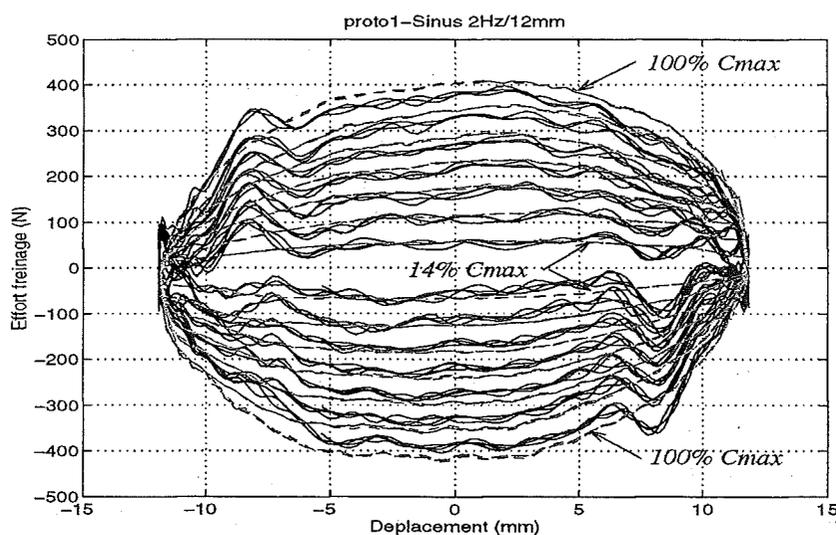


Fig. 6.12 – Effort/déplacement imposé: mesure directe (-) et indirecte (- -)

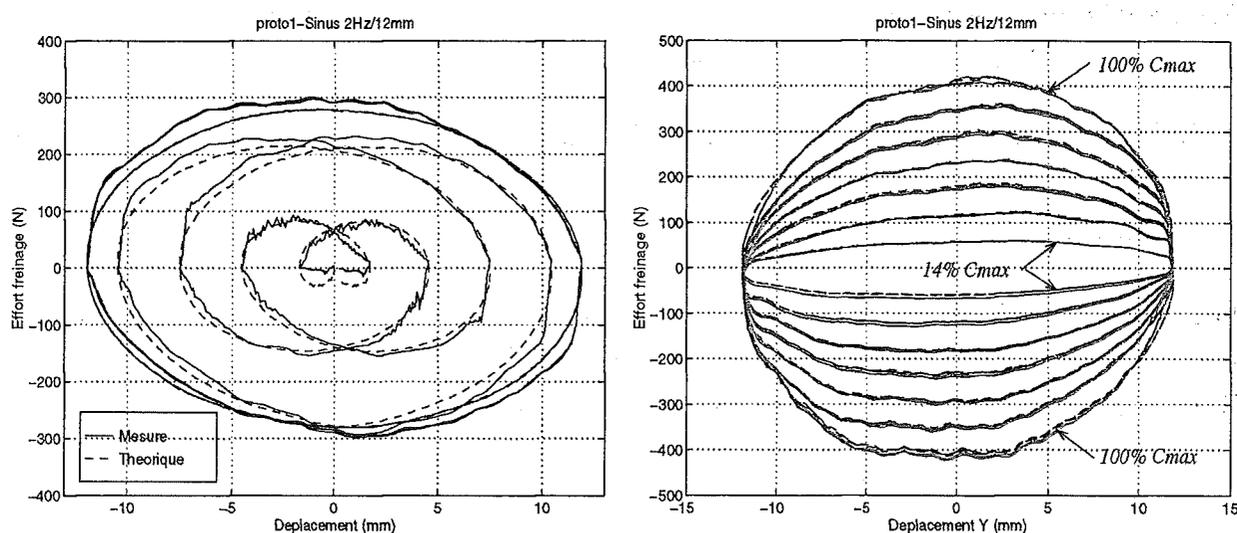


Fig. 6.13 – Effort/déplacement imposé: - mesure, - - consigne ($C = 70\% C_{max}$)

Fig. 6.14 – Effort/déplacement imposé: - mesures, - - consignes

jeux de la chaîne de transmission de puissance. Les valeurs du coefficient d'amortissement C , identifiées avec les courbes [effort/vitesse], sont présentées dans le tableau 6.2. Elles sont obtenues en calculant le rapport entre l'effort maximum et la vitesse de crête.

L'écart obtenu entre la valeur théorique et la valeur mesurée de C_{max} est égal à 7%, ce qui est tout à fait acceptable dans le cadre de notre application. On montre que la loi, entre la valeur de la consigne $C_i(t)$ (*i.e.* le gain C) et le courant (*i.e.* l'effort), est linéaire (cf. figure 6.16). On vérifie que le gain de transfert de l'étage de puissance de l'amplificateur courant, est approximativement $2V/A$.

Consigne (V)	Courant (A)	C (Ns/m)
1	0.63	451
2	1.19	860
3	1.72	1234
4	2.25	1619
5	2.78	1998
6	3.32	2589
7	3.89	2801
8	4.26	3064

Tab. 6.2 – Valeurs des C identifiés

6.4.2 Caractéristiques des efforts de chaque commande

Nous allons étudier le diagramme effort/vitesse de l'actionneur pour chaque type de commande, lors d'une excitation $\dot{\gamma}$ sinus $\dot{\gamma}$ au voisinage de la résonance. L'embase du siège est libérée de sorte que le système fonctionne normalement. L'objectif est de montrer que, dans chaque cas, la commande de l'actionneur est conforme à la stratégie définie.

Pour les deux commandes dissipatives, l'effort est limité à deux quadrants (cf. figures 6.17 et 6.18) et a les caractéristiques suivantes :

- il est proportionnel à la vitesse relative (V_{rel}) pour la commande passive ;
- il est proportionnel et à la vitesse absolue ($\dot{x}_1(t)$) et borné pour $C_{sa} = C_{max}$ et $C_{sa} = 0$.

Comme le montrent les figures 6.17 et 6.18, l'effort dans l'actionneur est bien conforme à la théorie. Les efforts sont mesurés pour une excitation simulée à l'aide d'un signal de plancher de véhicule.

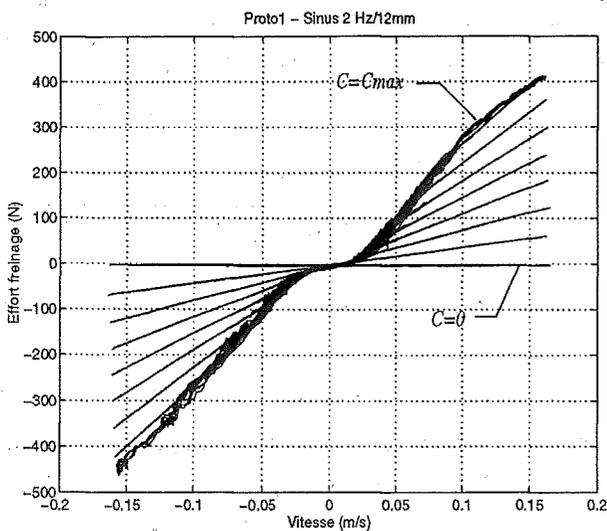


Fig. 6.15 – Lois effort/vitesse

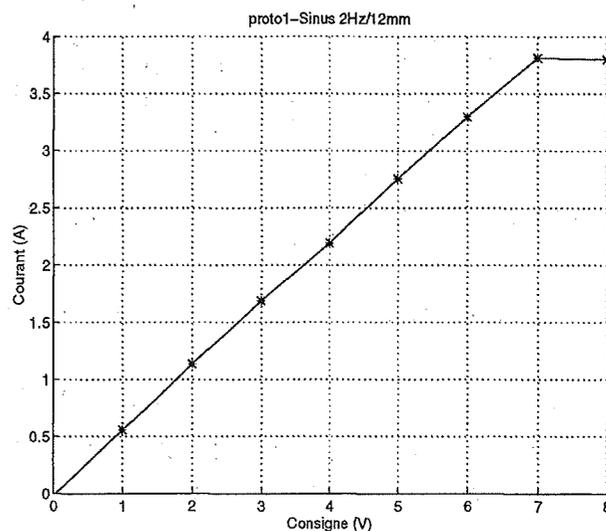


Fig. 6.16 – Loi consigne/courant dans l'actionneur

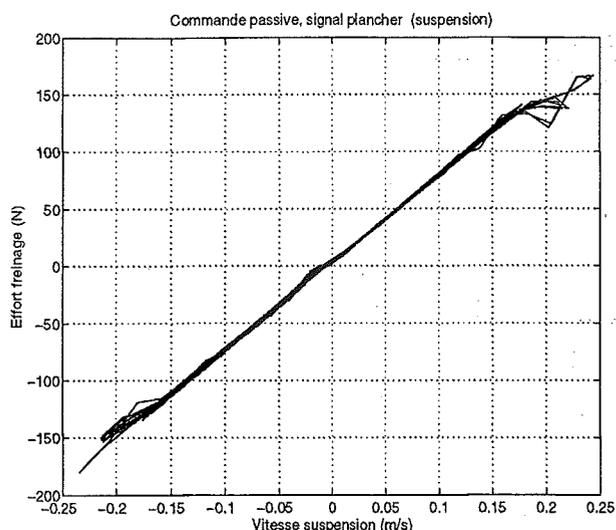


Fig. 6.17 – Effort/vitesse (passif)

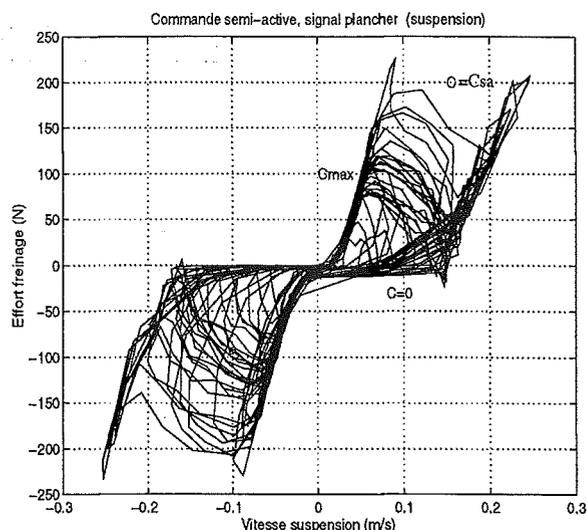


Fig. 6.18 – Effort/vitesse (semi-actif)

Il est aussi important de vérifier que la consigne de freinage semi-active est bien conforme à la loi skyhook, c'est à dire qu'elle est proportionnelle à la vitesse absolue ($\dot{x}_1(t)$) lorsque le produit ($V_{rel} \cdot \dot{x}_1(t)$) est positif, et nulle sinon. Les figures 6.19 et 6.20 montrent l'établissement de la consigne et l'effort de freinage de la commande semi-active, pour un essai sinus.

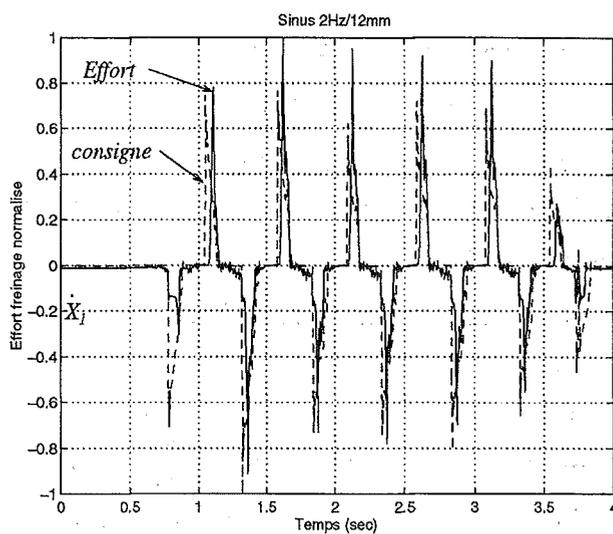
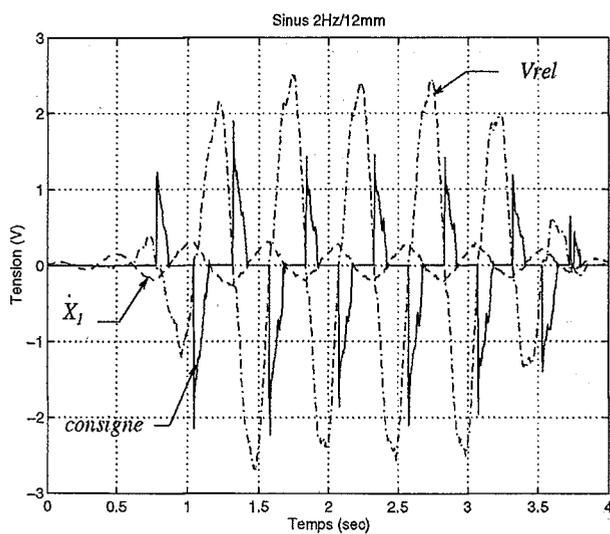


Fig. 6.19 – Consigne de freinage (semi-actif) Fig. 6.20 – Effort de freinage (semi-actif)

Dans le cas de la commande active, l'effort n'est pas limité dans le plan [effort/vitesse] et il est possible d'agir dans les quatres quadrants (cf. figure 6.21). Par exemple, nous avons étudié l'évolution du lieu [effort/vitesse] en fonction des gains de la boucle interne (figure 6.22) et de la boucle d'anticipation (6.23), pour un essai sinus. Pour Kp_{acc} grand, le lieu des efforts s'étend principalement dans les quadrants 1 et 3 (cf. figure 4.3 de chapitre 4), c'est à dire dans les deux quadrants « moteur ». Ce résultat est conforme aux prédictions

du modèle; nous avons montré que plus le gain de la boucle interne est élevé, plus la commande est énergique, et plus l'effort fourni par le moteur est important (cf. figure 4.35).

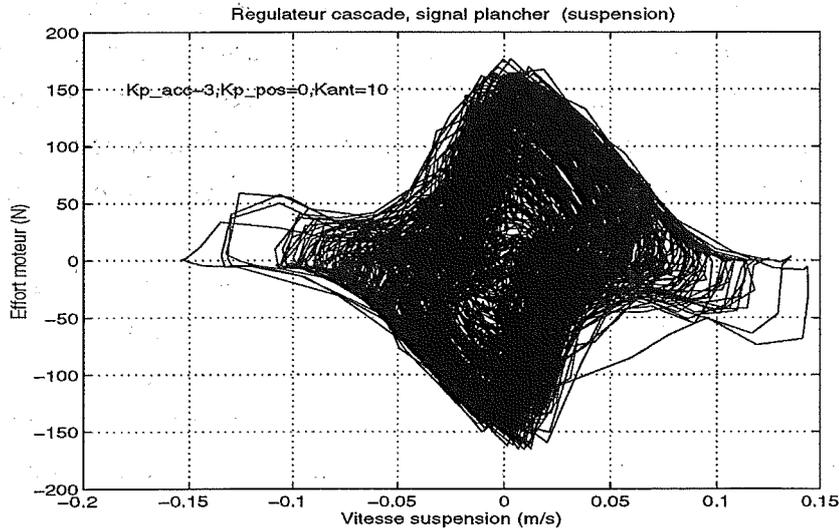


Fig. 6.21 – Effort/vitesse (actif)

Le lieu [effort/vitesse], en fonction du gain de la boucle d'anticipation K_{ant} , est présenté figure 6.23. Lorsque le gain de la boucle est important, l'actionneur se rapproche du fonctionnement de l'amortisseur passif (quadrants 2 et 4) : l'effort dans l'actionneur devient proportionnel à la vitesse relative tel que :

$$F_m(t) = K_{ant} (\dot{x}_1(t) - \dot{y}(t)) \tag{6.14}$$

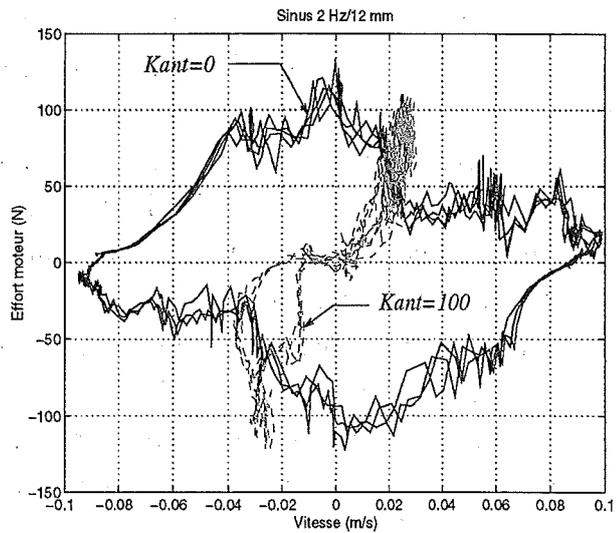
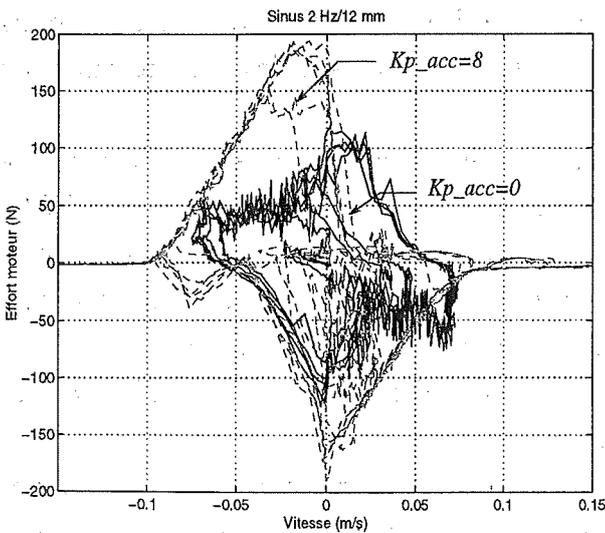


Fig. 6.22 – Effort/vitesse (boucle interne) Fig. 6.23 – Effort/vitesse : $K_{p_{acc}} = 1$ (boucle anticipation)

6.5 Performances des différentes commandes

6.5.1 Introduction

Pour évaluer chaque commande, nous avons choisi de réaliser des essais dans différentes configurations et pour différentes perturbations. Pour chaque situation d'essai, l'accélération transmise sur au siège est examinée. Elle est comparée à celle mesurée pour le siège sans suspension, ou, avec suspension mais sans commande. Pour effectuer les mesures sans suspension, il suffit de brider le guide cinématique entre [2] et [4] afin de supprimer l'effet de la suspension sans démonter entièrement le dispositif.

Dans un premier temps, des essais avec conformateur ont été réalisés et l'accélération transmise au siège a été mesurée par l'accéléromètre [Acc3] (cf. figure 6.1). Puis, nous avons effectué les mêmes essais avec le siège complet et un passager ; l'accélération a été mesurée à l'interface passager-assise. On a distingué l'étude des commandes dissipatives de celle de la commande active. Les performances de chaque commande sont comparées *in fine*.

6.5.2 Essais avec conformateur

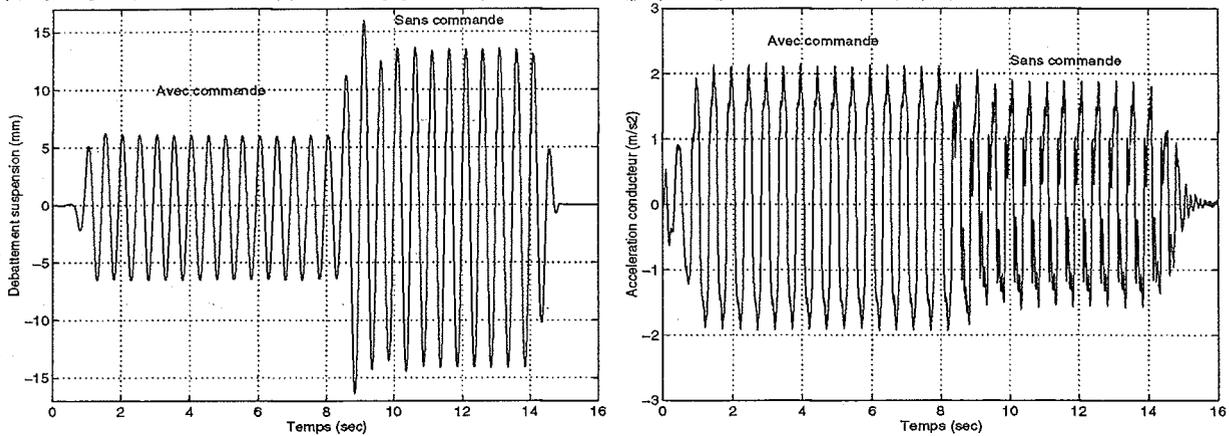
6.5.2.1 Commandes dissipatives

Le conformateur est posé sur l'assise et la masse totale du chargement est égale à environ 63 kg. La figure 6.4 montre la configuration de l'essai, lors d'une mesure sans suspension. Nous nous intéressons en premier lieu à la réponse du siège soumis à une excitation sinusoïdale proche de la résonance. On mesure le débattement ($x_1 - y$) de la suspension et l'accélération (\ddot{x}_2) du siège sur le conformateur. Afin d'étudier l'influence de chaque commande sur la réponse du siège, la consigne est appliquée sur la moitié de l'enregistrement. Sur l'autre moitié, la commande est en BO et il n'y a pas de freinage dans l'actionneur. L'amplitude de la consigne de freinage est identique pour les deux commandes (même C_s).

Les quatre graphes montrent la réduction de l'accélération transmise au siège par la commande semi-active ; les oscillations de débattement sont aussi diminuées (figure 6.24). La commande passive permet d'atténuer davantage le débattement de la suspension, mais amplifie l'accélération du siège. Bien que l'on se trouve proche de la résonance du système, les oscillations du système en BO sont atténuées par le taux de frottement sec.

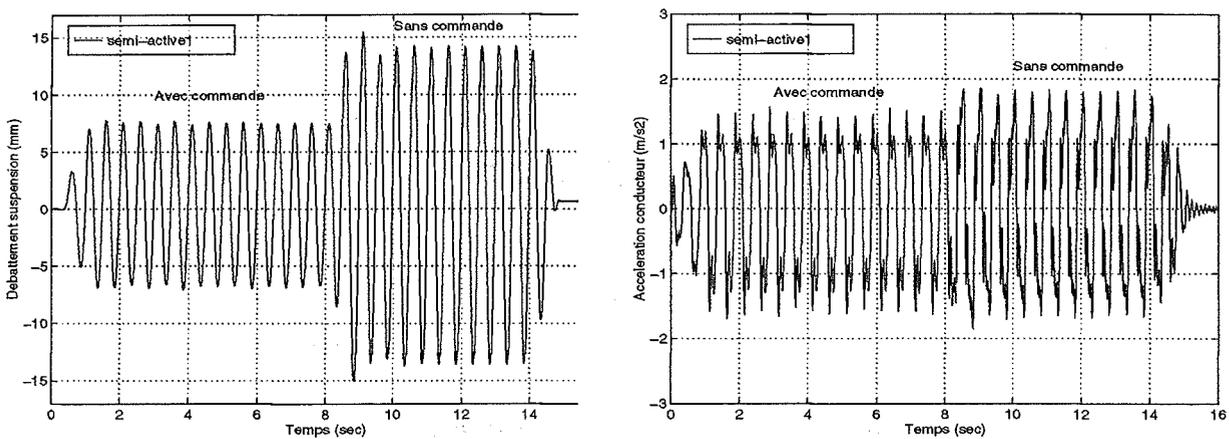
Ces premières mesures, réalisées pour une fréquence d'excitation particulière, corroborent de manière satisfaisante l'approche théorique.

Nous allons évaluer maintenant les performances de chaque commande en examinant les réponses en fréquences caractéristiques du siège. Les mesures sont réalisées avec des essais en sinus balayé, entre [1, 7] Hz, d'amplitude constante égale à ± 5 mm. Pour chaque mesure, on a superposé sur le même graphe la réponse du système en BO et en BF (semi-actif et passif). La figure 6.25 présente les mesures des modules des réponses en fréquence



(a) Passif (débattement suspension)

(b) Passif (accélération siège)



(c) Semi-actif (débattement suspension)

(d) Semi-actif (accélération siège)

Fig. 6.24 – Comparaison des commandes passive et semi-active - (sinus 2 Hz)

(accélération transmise et débattement).

Les résultats des mesures sont très proches des modélisations numériques réalisées dans le chapitre 4. En effet, la commande semi-active permet effectivement un meilleur filtrage de l'accélération du siège mais on constate aussi une légère dégradation du débattement par rapport à la commande passive. L'accélération du siège est atténuée et le débattement maîtrisé.

La figure 6.26 permet d'apprécier l'efficacité de la suspension. Les réponses en fréquence (\ddot{X}_2/\ddot{Y}) et (\ddot{X}_2/Y) du siège avec et sans suspension, sont comparées, dans des conditions d'essais strictement identiques (même amplitude d'excitation, même chargement). A la résonance, la suspension du siège permet de diminuer l'amplification de l'accélération d'un facteur supérieure à 3.

La figure 6.28 présente les réponses en fréquence mesurées sur deux sièges de véhicules

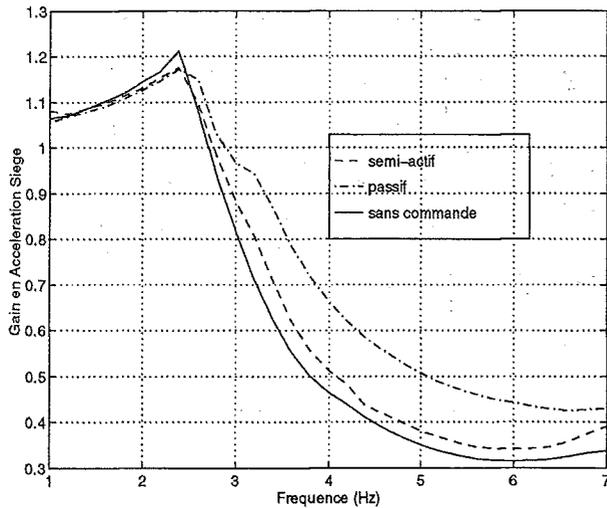
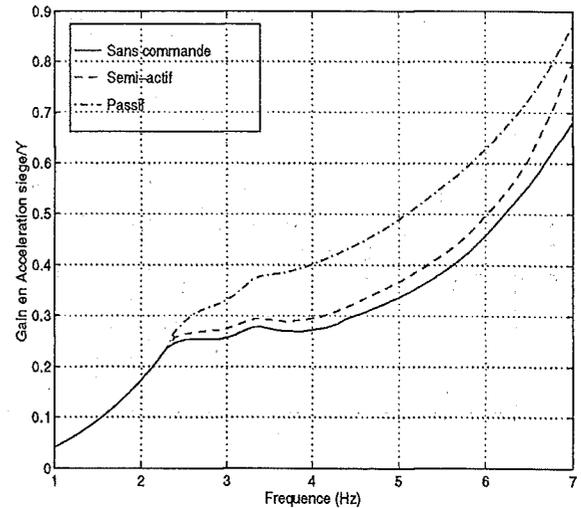
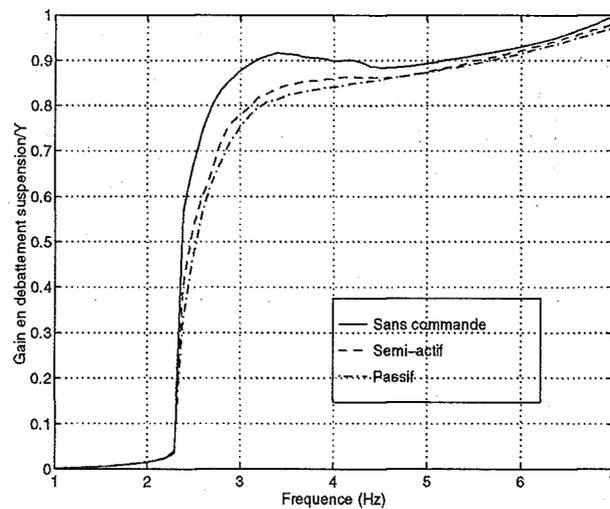
(a) Réponses en fréquence $|\ddot{X}_2/\ddot{Y}|$ (b) Réponses en fréquence $|\ddot{X}_2/Y|$ (en $m.s^{-2}/mm$)(c) Réponses en fréquence $|(X_1 - Y)/Y|$

Fig. 6.25 – Comparaison des commandes passive et semi-active (réponses en fréquence) automobiles (a) et (b) et d'un siège suspendu de véhicule industriel (c). Le siège (c) est muni d'une suspension passive à amortisseur hydraulique. Les conditions d'essais sont identiques pour tous les sièges.

L'analyse des courbes de réponses en fréquence montre que l'isolation est fortement améliorée avec un siège suspendu. L'amplitude de la réponse est fortement atténuée à la résonance et le filtrage est meilleur au delà de celle-ci. Le siège à suspension semi-active permet d'obtenir la meilleure isolation.

Les performances d'isolation du siège ont été évaluées dans le cas d'une perturbation

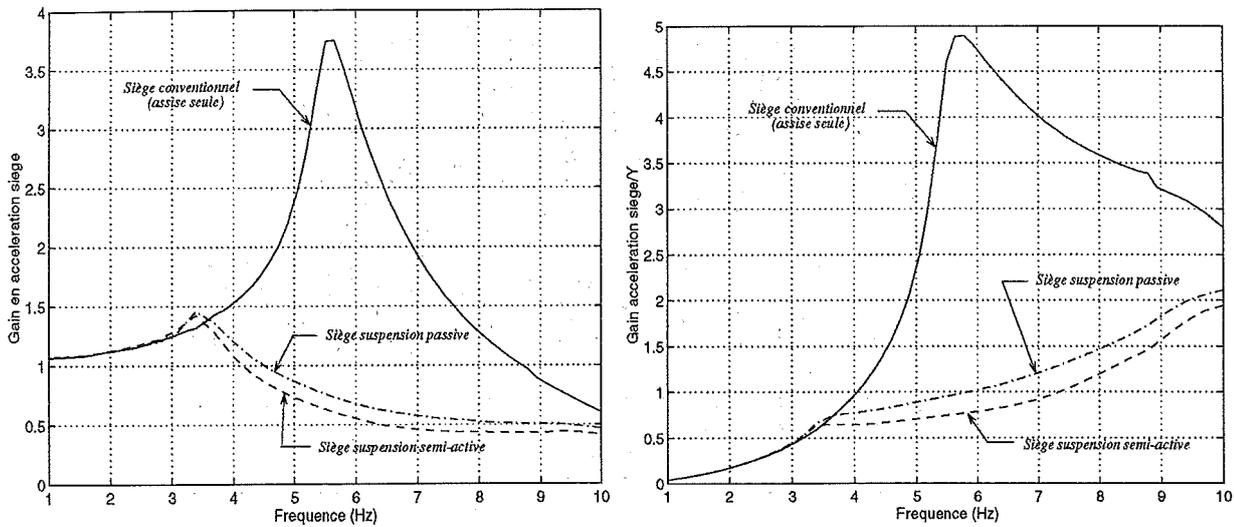
(a) Réponses en fréquence $|\ddot{X}_2/\ddot{Y}|$ (b) Réponses en fréquence $|\ddot{X}_2/Y|$

Fig. 6.26 – Comparaison des réponses en fréquence du siège avec et sans suspension

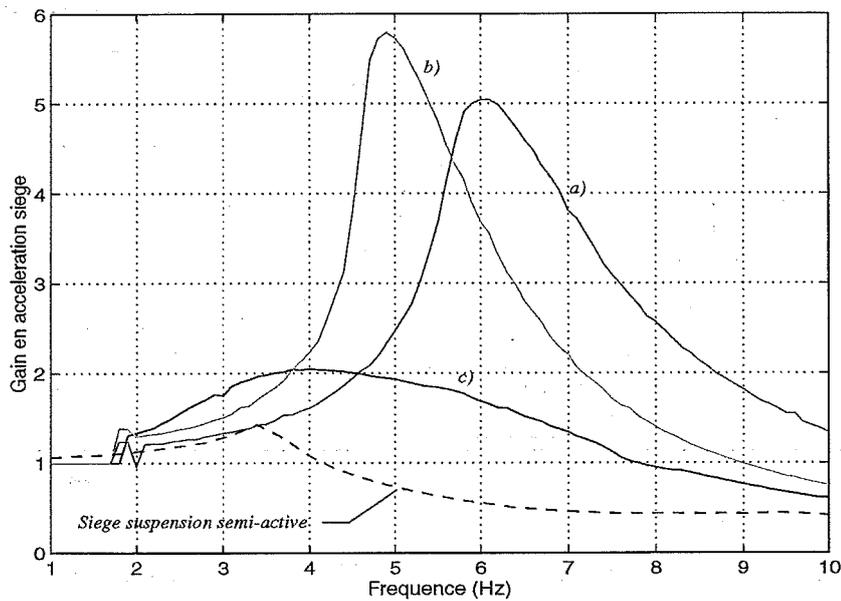


Fig. 6.27 – Comparaison des réponses en fréquence de différents sièges

aléatoire (excitation simulée). L'accélération du siège est mesurée dans les deux configurations précédentes (avec suspension semi-active et sans suspension). On constate que la suspension du siège permet de diviser par 3.5 l'écart type de l'accélération mesurée sur le siège (atténuation de 11 dB). L'amplitude crête à crête est atténuée de 12.5 dB.

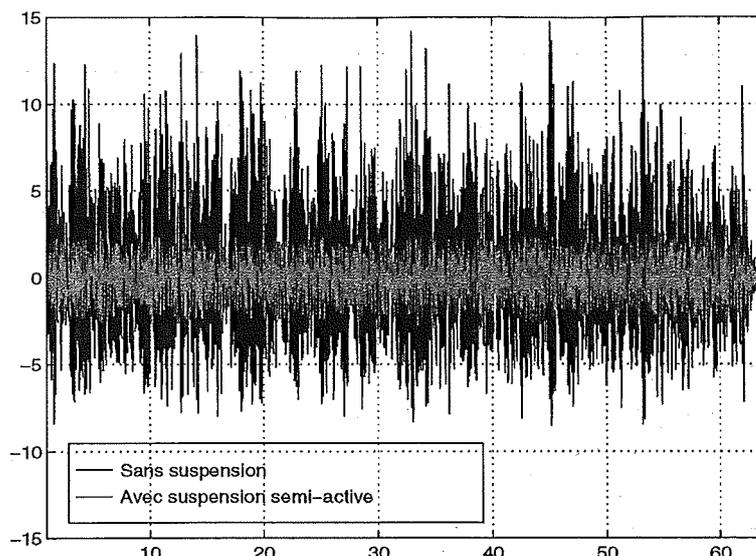


Fig. 6.28 – Accélération sur le siège (avec et sans suspension)

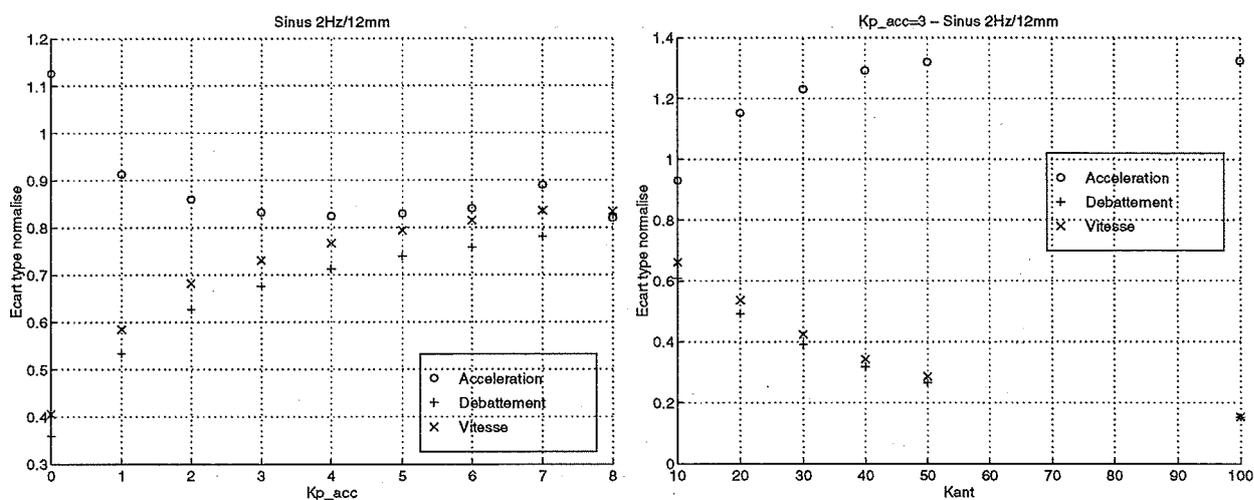
(a) Boucle interne : variation de Kp_{acc} (b) Boucle d'anticipation : variation de K_{ant}

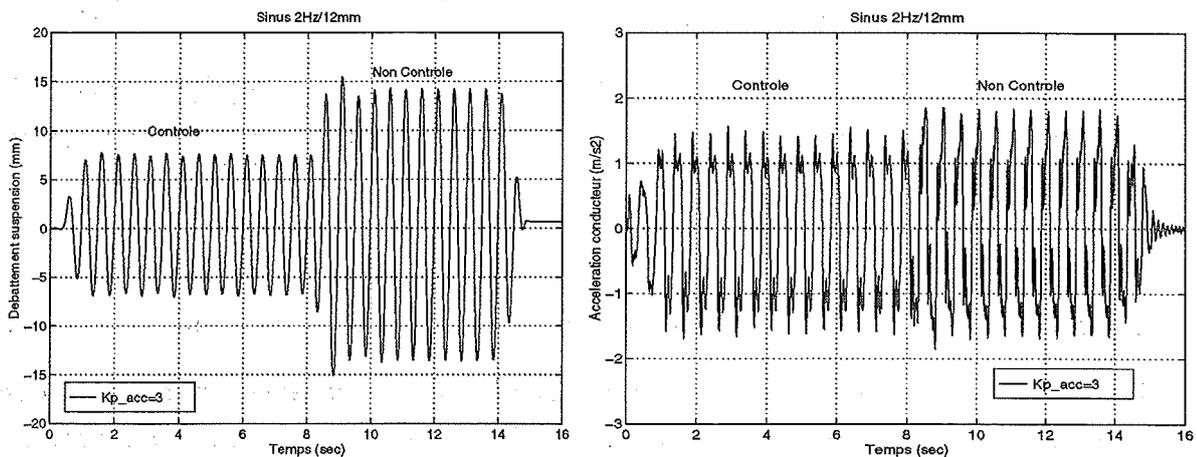
Fig. 6.29 – Sensibilité du régulateur interne et anticipation sur les réponses

6.5.2.2 Commande active

Dans un premier temps, nous avons validé la commande de chaque régulateur du prototype, sans le siège. Celui-ci est remplacé par une masse inerte de 63 kg. Le système est soumis à une excitation sinusoïdale, et l'accélération transmise, le débattement et la vitesse de la suspension pour chaque valeur de gain de régulateur sont mesurés.

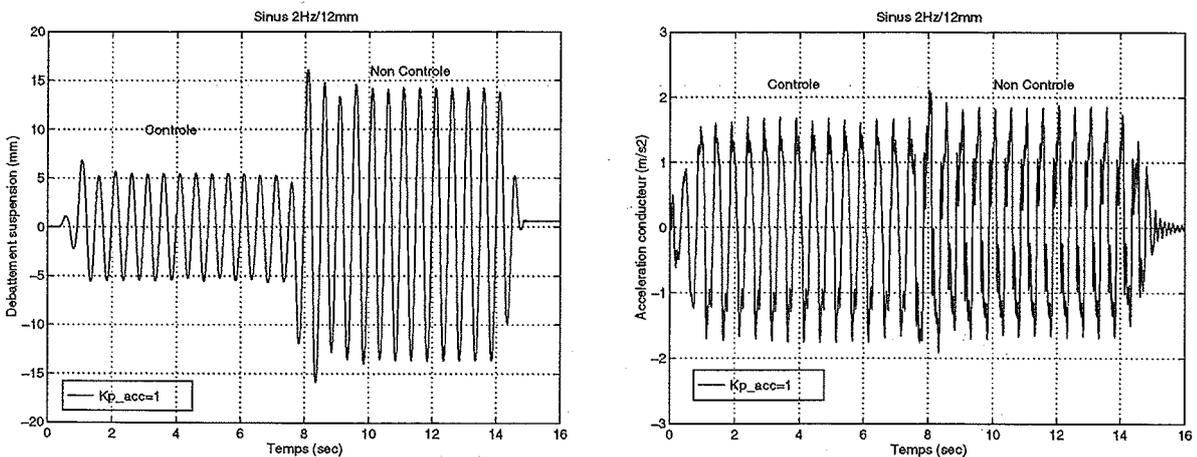
L'écart-type de chaque signal mesuré en BF est divisé par celui mesuré en BO (écart-type normalisé). L'influence des gains de la boucle interne et de la boucle d'anticipation sur

l'amplitude des réponses est illustrée figure 6.29. L'influence de la boucle en position n'est pas analysée. Les mesures effectuées avec le prototype sont très proches des simulations : l'augmentation du gain de la boucle interne (Kp_{acc}) diminue l'amplitude de l'accélération mais augmente la vitesse et le débattement (le taux d'amortissement diminue quand Kp_{acc} augmente). L'influence du gain de la boucle d'anticipation (K_{ant}) mesuré sur le prototype corrobore aussi très bien les tendances observées lors des simulations. Pour de fortes valeurs de K_{ant} , le débattement est très atténué et l'accélération est légèrement amplifiée.



(a) débattement suspension

(b) accélération siège



(c) débattement suspension

(d) accélération siège

Fig. 6.30 – Commande active : influence du gain du régulateur interne

De la même manière, l'influence de la boucle interne est analysée en mesurant l'accélération du siège soumis à un sinus, au voisinage de la résonance (figure 6.30). L'efficacité de la commande du régulateur interne sur le prototype est ainsi démontrée.

La figure 6.31 compare les réponses en fréquence mesurées sur le siège avec la suspension

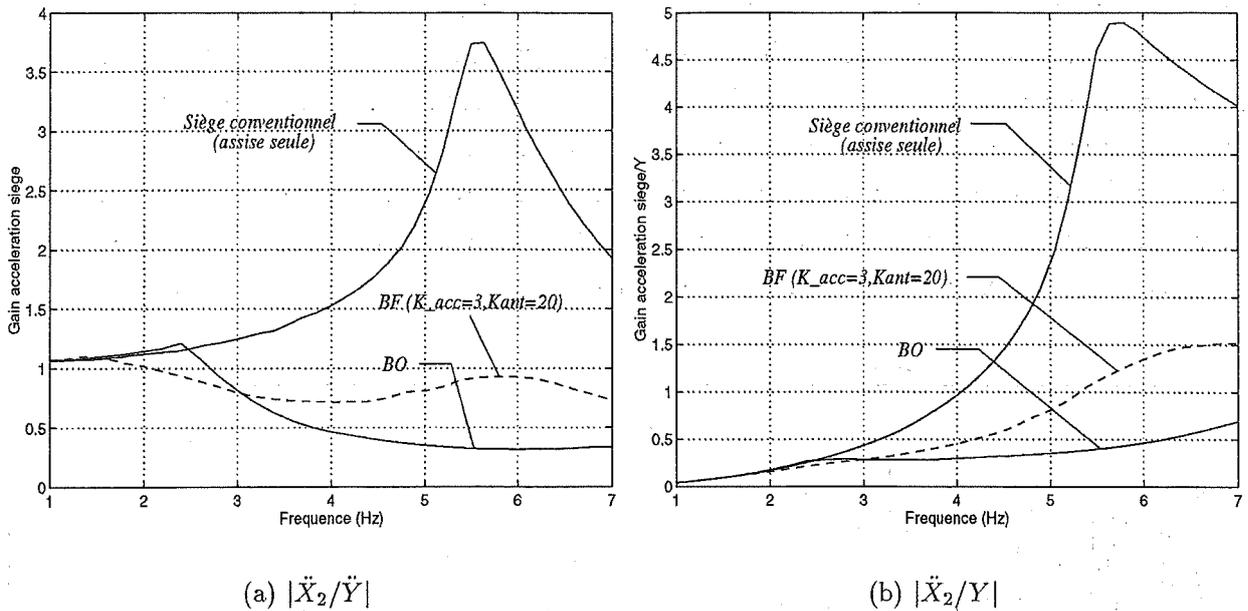


Fig. 6.31 – Comparaison des réponses en fréquence du siège avec et sans suspension

(en BF et BO) et sans la suspension. L'amplification à la résonance est bien maîtrisée, l'atténuation à haute fréquence est inférieure à celle du système en BO. L'influence de la dynamique du siège sur la réponse en fréquence du système en BF est visible autour de la fréquence du 2^e mode (vers 6 Hz). Dans cette zone, la commande n'est plus aussi efficace et la dynamique du siège devient importante dans la réponse du système.

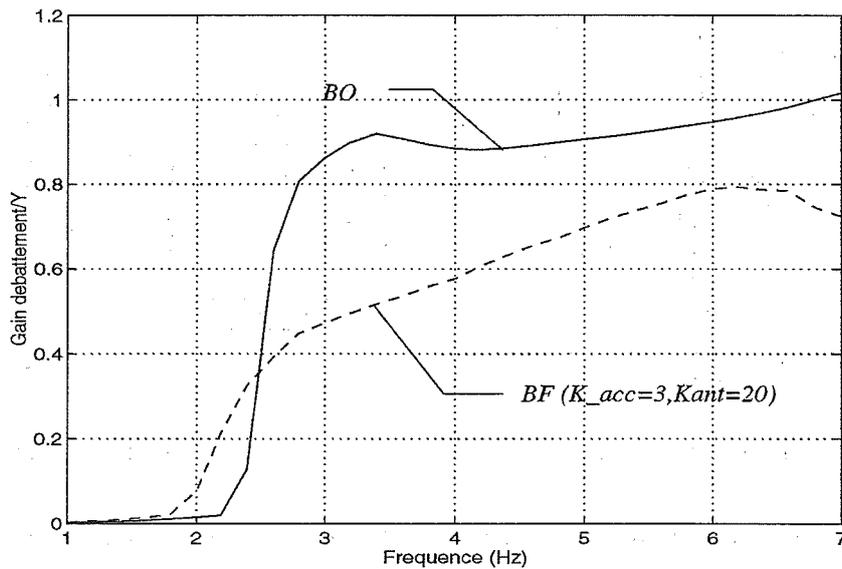


Fig. 6.32 – $|\ddot{X}_1 - Y/Y|$ (BO ET BF)

La figure 6.32 représente la réponse en fréquence en débattement de la suspension, en BO et BF. Les oscillations de débattement sont correctement atténuées.

6.5.3 Essais avec passager

Nous avons d'abord mesuré les réponses en fréquence du siège, avec un passager, à l'aide d'essais en sinus balayé à ± 4 mm d'amplitude. (figure 6.33). Les réglages, de chaque commande sont effectués à l'aide d'essais préalables afin de satisfaire aux exigences de confort (bonne atténuation de l'accélération). Pour la commande active, le régulateur ne comporte que la boucle interne dont le gain Kp_{acc} est égal à 10.

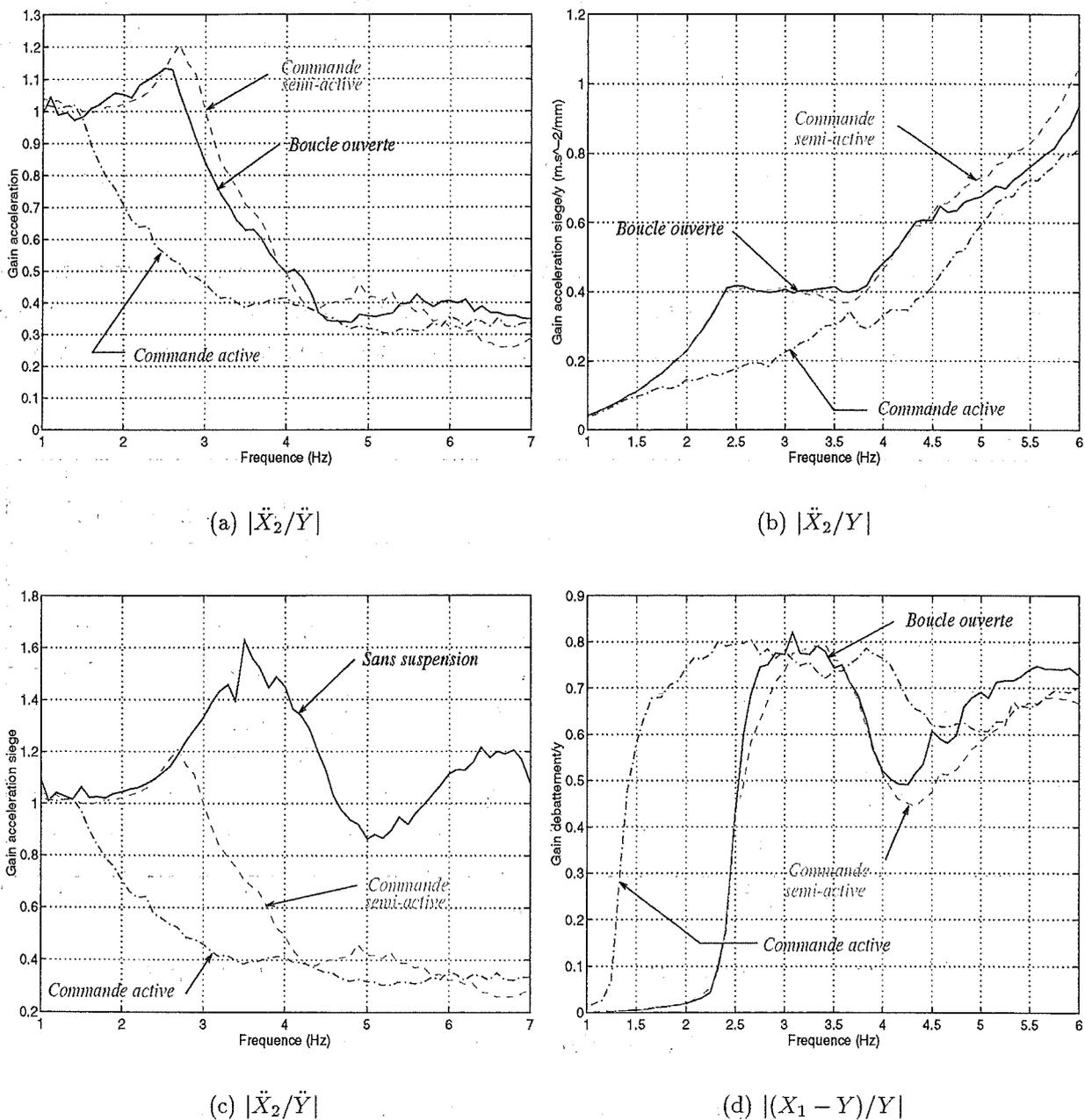


Fig. 6.33 – Réponses en fréquence mesurées avec passager

Les réponses en fréquence du système en BF sont comparées à celle du système en

BO (figures 33(a),33(b) et 33(d)) et sans suspension (figure 33(c)). Les résultats obtenus avec la commande passive sont similaires à ceux de la commande semi-active et ne sont pas représentés sur les graphes. On constate que la commande active permet une meilleure atténuation des accélérations sur toute la gamme de fréquence. Dès les très basses fréquences (1 Hz), la commande active atténue l'accélération contrairement à la commande semi-active qui amplifie jusqu'à ce que la suspension « décolle ». L'utilisation d'une loi dissipative est donc pénalisante dans le cas où le système présente un taux de frottement sec non négligeable (l'effet du frottement sec dans la suspension est mis en évidence par la réponse en débattement). La commande active permet ainsi de vaincre résoudre efficacement le problème du frottement qui est préjudiciable à l'isolation à basse fréquence. Ce problème, et son influence sur les performances d'isolation d'une suspension de siège sont analysés dans deux articles de Rakheja ([100],[15]).

L'amplitude du débattement est bien maîtrisée et est du même ordre de grandeur pour les deux commandes.

En résumé, la qualité de l'isolation obtenue avec l'une ou l'autre commande est nettement supérieure à celle d'un siège sans suspension (figure 33(c)). Ce résultat, que les simulations numériques avaient prédit, est ici parfaitement illustré par les mesures expérimentales.

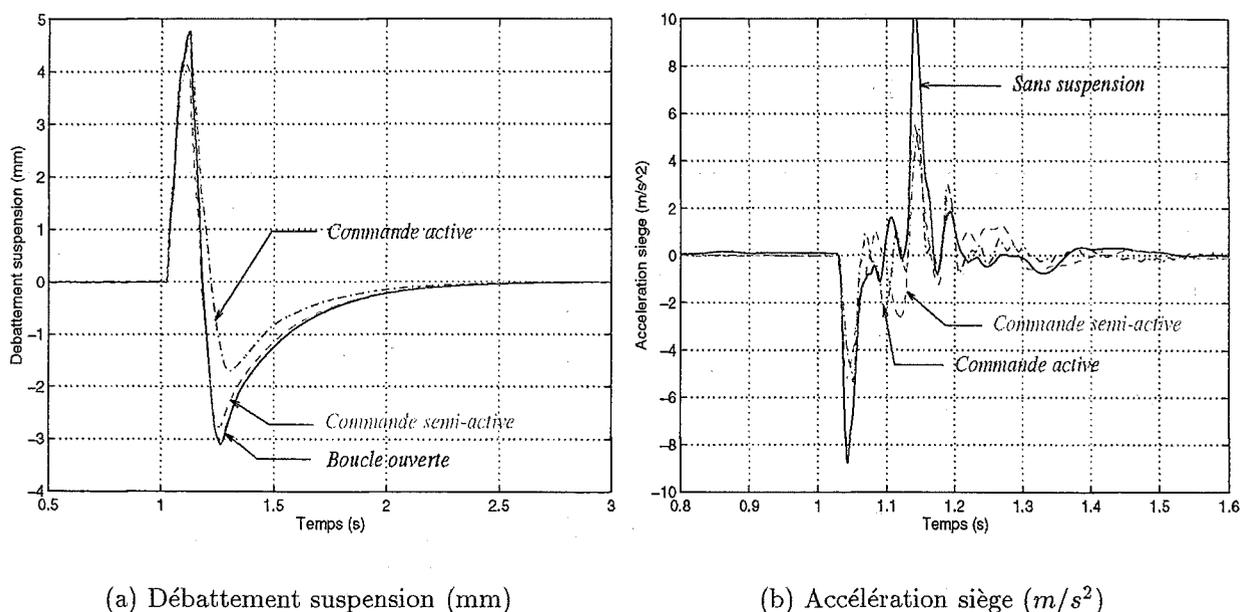


Fig. 6.34 – Réponses à un échelon

Les deuxièmes types d'essais que nous avons réalisés sont présentés figures 6.34 et 6.35. On désire caractériser l'isolation du système soumis à des excitations transitoires (cf. figure ??). Les réponses du débattement et de l'accélération du siège sont mesurées (en BO et BF). On constate que le système est très efficace pour atténuer les forts transitoires. En

effet, l'amplitude du débattement est bien atténuée et l'accélération crête est divisée par 2 environ. La différence entre les deux commandes n'est pas très marquée.

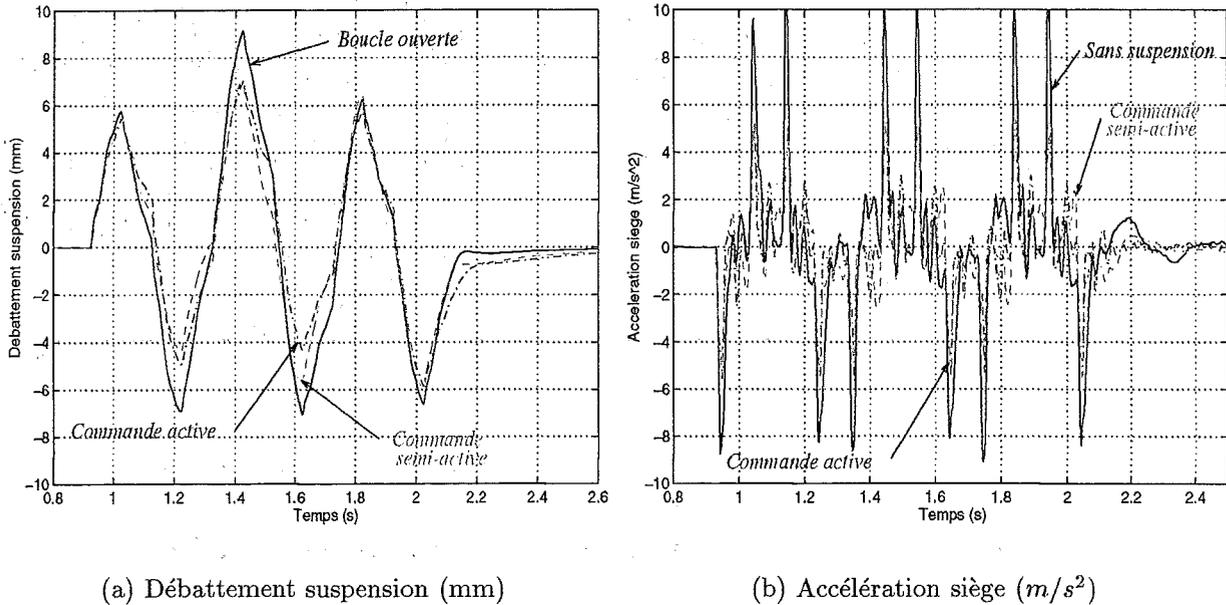


Fig. 6.35 – Réponses à une suite de 3 échelons

Le troisième type d'essais que nous avons réalisé permet d'évaluer le filtrage de la suspension lorsque le siège est soumis à une excitation simulée. Comme nous l'avons dit au début de ce chapitre, ce type d'excitation est assez proche de ce qui est mesuré au niveau d'un plancher de véhicule circulant sur une mauvaise route à faible vitesse. La figure 6.36 présentent les réponses temporelles des accélérations mesurées sur le siège.

Nous avons comparé l'accélération mesurée sur le siège sans suspension avec celle mesurée avec la suspension en BF. L'atténuation des pics d'accélération est bien visible sur les trois figures. Elle est très importante sur la figure 36(b) (siège sans suspension). La comparaison des deux commandes (cf. figure 36(a)) permet de montrer que l'écèlement de ces pics est sensiblement plus important avec la commande active. Ceci est confirmé par les sensations du passager. Les résultats de l'analyse temporelle des signaux de la figure 6.36 sont présentés dans le tableau 6.3.

Types de commande	Ecart type ($m.s^{-2}$)	Amplitude crête ($m.s^{-2}$)
Semi-actif	1.81	7.06
Actif	1.25	4.63
Sans suspension	2.41	8.85

Tab. 6.3 – Valeurs des écarts type et maximums d'amplitude des signaux d'accélération

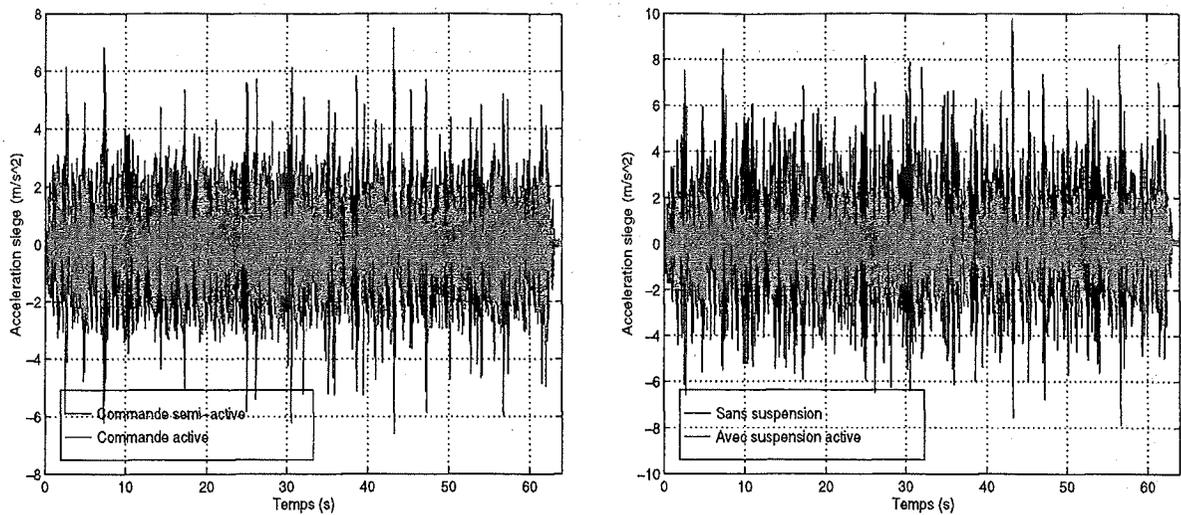
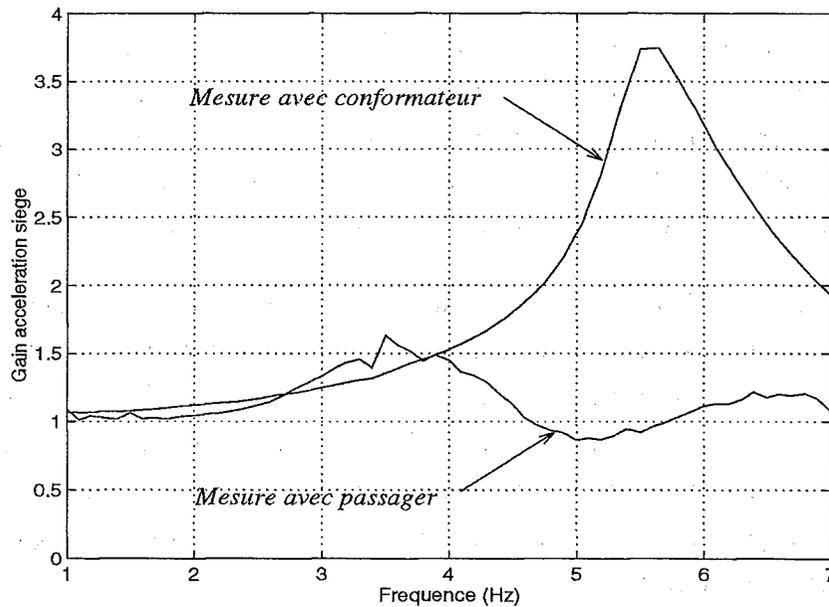
(a) Accélération siège (m/s^2)(b) Accélération siège (m/s^2)

Fig. 6.36 – Réponses à un signal aléatoire (excitation simulée)

6.5.3.1 Analyse des mesures avec conformateur et sujet

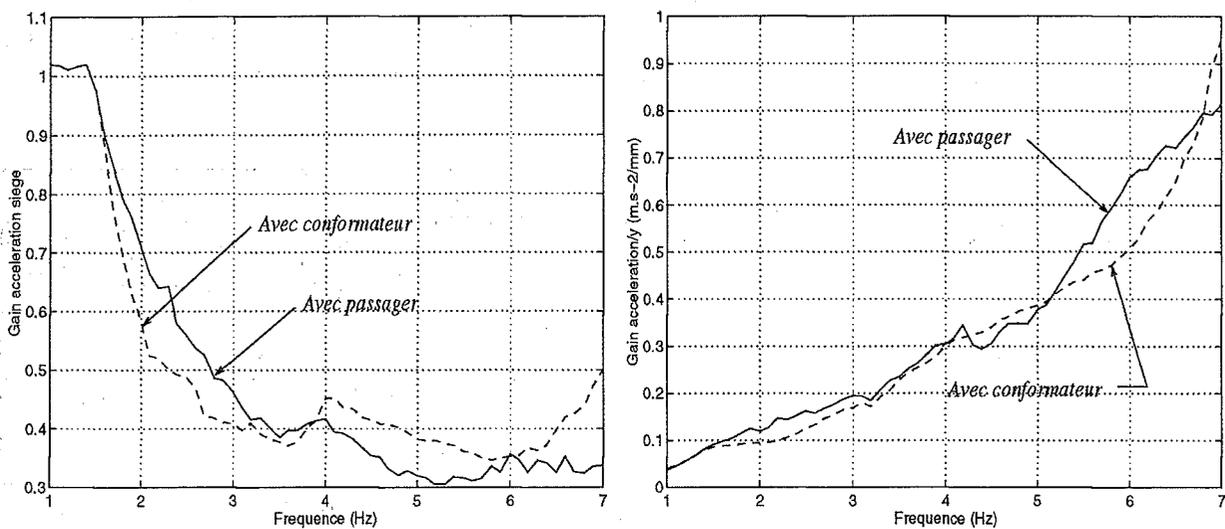
Fig. 6.37 – Réponses en fréquence du siège sans suspension (sinus balayé ± 4 mm)

Pour savoir dans quelles mesures les essais effectués avec le conformateur normalisé sont comparables aux essais avec passager, nous avons mesuré les écarts des réponses en fréquence obtenues avec passager et conformateur.

Dans le cas du siège sans suspension, on note un écart important entre les deux mesures (cf. figure 33(c)). Tout d'abord, la réponse en fréquence mesurée avec le passager

fait apparaître deux résonances : la 1^{re} entre 3 et 4 Hz et la 2^e entre 6 et 7 Hz. Le passager, représenté par la partie supérieure du corps, ne peut être considéré comme une masse inerte mais comme un système dynamique à 2 degrés de liberté. Enfin, les deux modes de résonance sont assez amortis ce qui signifie que le passager dissipe une certaine quantité d'énergie vibratoire.

La réponse en fréquence mesurée avec le conformateur (masse inerte) présente une seule résonance, entre 5 et 6 Hz qui est très amplifiée. Ces deux mesures montrent, dans le cas du siège non suspendu, les limites de l'hypothèse où l'on néglige la dynamique du passager (cf. chapitre 1).



(a) $|\ddot{X}_2/\ddot{Y}|$ (sinus balayé ± 4 mm)

(b) $|\ddot{X}_2/Y|$ (sinus balayé ± 4 mm)

Fig. 6.38 – Réponses en fréquence mesurées avec passager et conformateur (suspension active)

En revanche, les mesures effectuées sur le siège suspendu, avec conformateur et passager, sont très voisines dans la plage de fréquence [1, 6] Hz (figure 6.38). L'influence de la dynamique du passager est réduite par l'effet de la suspension de siège

6.6 Analyse comparative des différentes commandes

Dans cette partie, nous présentons plusieurs moyens pour quantifier les performances du prototype. Nous nous appuyons principalement sur deux critères : la densité spectrale d'accélération du siège (Dsp) et le SEAT. La Dsp permet d'exprimer de la capacité d'isolation du siège sur une certaine gamme de fréquence. Le SEAT permet de déterminer le taux de confort procuré par le siège en tenant compte de la réaction du corps humain aux vibrations.

6.6.1 Calcul des Dsp

Les Dsp sont calculées à partir des mesures de l'accélération du le siège soumis à un signal d'excitation aléatoire de bande passante $[0 - 10]$ Hz. On a distingué les mesures effectuées avec conformateur et assise et celle avec le siège et son passager.

Le calcul des Dsp des signaux d'accélération sont présentées sur les figures 6.39 et 6.40. Les Dsp sont conformes aux réponses en fréquence précédentes: l'isolation apportée par la suspension est très supérieure à celle donnée par le siège conventionnel. L'atténuation maximale, due à la suspension semi-active, est de 25 dB autour de la fréquence de résonancé. Le siège sans suspension amplifie la perturbation du plancher, comme le montre la figure 39(b). Au voisinage de la résonance, l'amplification au niveau du siège peut être 15 dB plus forte qu'au niveau du plancher. L'isolation apportée par la commande semi-active par rapport à la commande passive est sensiblement meilleure (figure 39(a)).

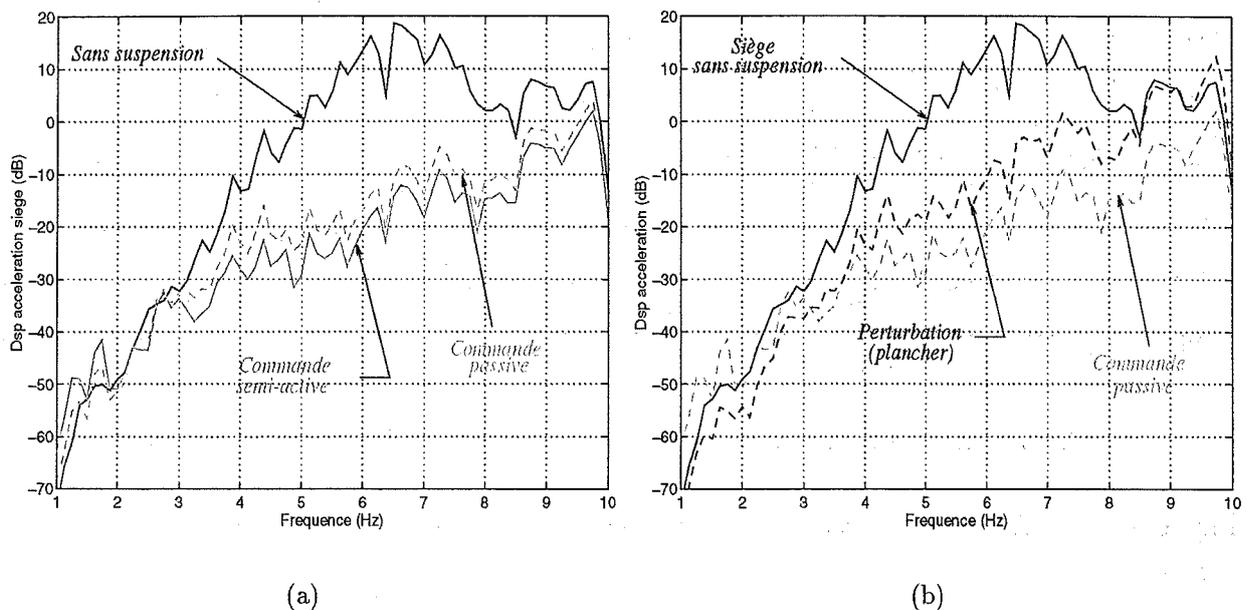


Fig. 6.39 – Densités spectrale de puissance - en dB (mesures avec conformateur)

Les Dsp calculées à partir des mesures du siège et du passager sont relativement proches des précédentes. Les écarts relatifs entre les Dsp sont moins importants qu'avec les mesures avec conformateur. Cependant, on observe les mêmes propriétés d'isolation. La commande active permet d'améliorer très nettement l'isolation du siège sur toute la gamme de fréquence. L'atténuation obtenue à certaines fréquences peut atteindre 20 dB (figure 40(a)).

6.6.2 Calcul des SEAT

Pour évaluer la capacité du siège suspendu à transmettre les vibrations au passager, nous utilisons le coefficient SEAT décrit précédemment. Les résultats du calcul des SEAT

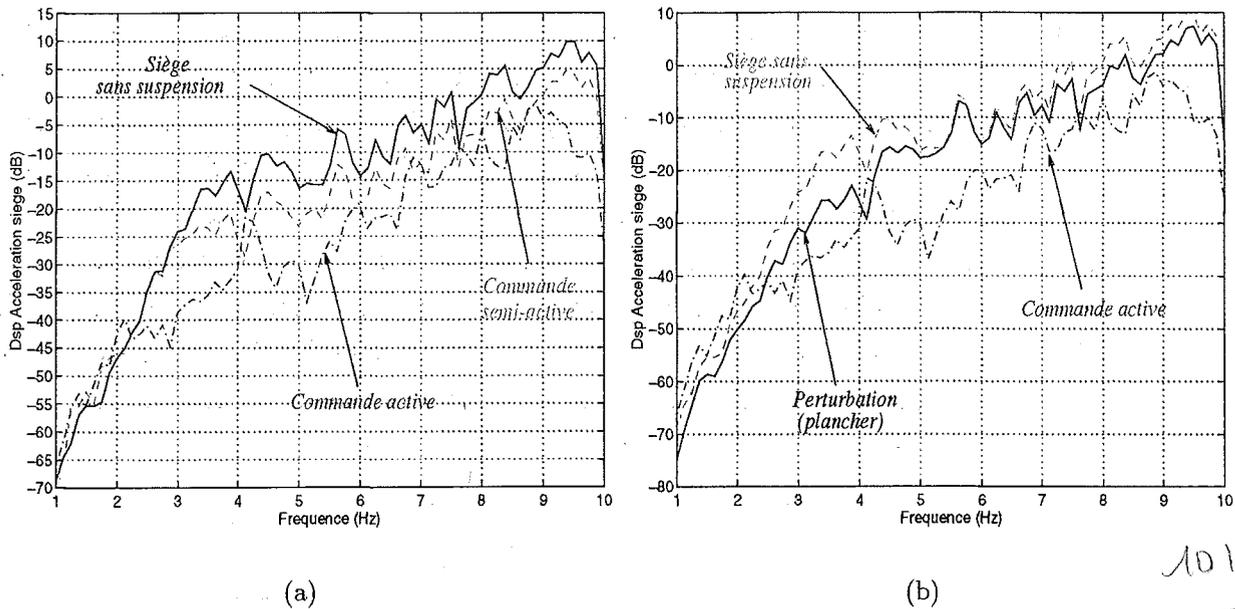


Fig. 6.40 – Densités spectrale de puissance - en dB (mesures avec passager)

sont donnés dans le tableau 6.4. Les trois configurations utilisées sont :

- (1) La bande passante du signal d'excitation est $[0, 6]$ Hz. Les mesures sont effectuées avec le conformateur et l'assise ;
- (2) La bande passante du signal d'excitation est $[0, 10]$ Hz. Les mesures sont effectuées avec le conformateur et l'assise ;
- (3) La bande passante du signal d'excitation est $[0, 10]$ Hz. Les mesures sont effectuées avec le passager et le siège complet ;

Les résultats obtenus dans les deux premières configurations permettent surtout de mettre en évidence les propriétés d'isolation du siège autour de la résonance. Les accélérations pondérées a_{ws} sont calculées à partir de la mesure des accélérations sur le siège et de la relation (6.2).

Types de commande	Assise & conf. (1)		Assise & conf. (2)		Siège & pass. (3)	
	SEAT	a_{ws}	SEAT	a_{ws}	SEAT	a_{ws}
Passif	92	1.38	64.4	1.36	92	1.68
Semi-actif	71	1.06	56.1	1.12	87	1.60
Actif	93	1.38	82	1.68	61	1.12
Sans suspension	297	4.68	190	3.92	118	2.16

Tab. 6.4 – Valeurs des SEAT (en %) et des accélérations pondérées sur le siège (en $m.s^{-2}$)

Les valeurs des SEAT sont très représentatifs des propriétés d'isolation du siège. On remarque que pour les mesures dans les configurations (1) et (2), les performances de la commande active sont inférieures aux deux autres. Ce résultat est confirmé par la mesure des fonctions de transfert. Ceci est dû au fort couplage de l'assise du siège et de la dynamique du système. Dans ces conditions, l'hypothèse de la très faible participation de l'assise à la dynamique du système n'est plus vérifiée. Le modèle simplifié n'est plus valable et la synthèse de la commande a changé. En revanche, dans le cas des essais avec passager, l'efficacité de la commande active est largement supérieure aux autres. Le couplage du siège avec la dynamique de la suspension est faible et la synthèse du régulateur est proche du modèle théorique. La commande active divise par deux le coefficient SEAT du siège sans suspension. L'efficacité des commandes dissipatives sont proches.

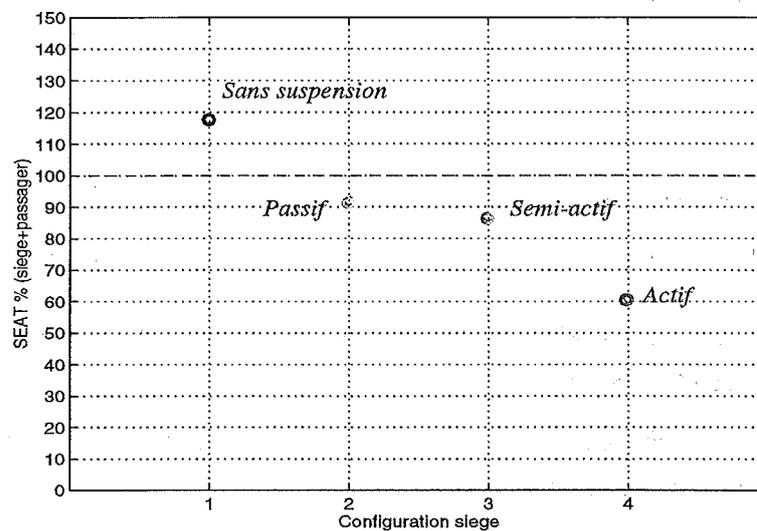


Fig. 6.41 – SEAT avec mesures passager

La figure 6.41 présente les valeurs des SEAT calculées avec les mesures sur siège complet et passager. Le coefficient SEAT supérieur à 100% du siège sans suspension met en évidence la dégradation du confort. Les SEAT obtenus avec suspension sont tous inférieurs à 100%.

6.6.3 Considérations énergétiques des commandes

À partir de la mesure de la vitesse relative dans la suspension et de l'effort appliqué par l'actionneur, il est facile d'évaluer la puissance mise en jeu pour chaque commande. Cette information est intéressante pour déterminer l'énergie nécessaire au contrôle du siège. L'expression de la puissance moyenne dans l'actionneur est :

$$\begin{aligned}
 \langle P \rangle &= \frac{1}{T} \int_0^T F_m(t) V_{rel}(t) dt \\
 &= \frac{1}{T} \int_0^T \frac{U(t) i(t)}{\rho_r \rho_p} dt
 \end{aligned}
 \tag{6.15}$$

Les puissances mécanique et électrique sont identiques, au rendement mécanique près. La puissance peut être négative ou positive selon que la commande est dissipative (puissance résistive) ou active (puissance motrice). Dans notre application, pour le fonctionnement en génératrice, l'énergie est dissipée dans le rhéostat électronique sous forme de chaleur. Cependant, on peut imaginer que l'énergie fournie par la génératrice pourrait servir à recharger un accumulateur (batterie du véhicule par exemple).

Pour évaluer la puissance mise en jeu dans l'actionneur pour chaque commande, nous avons mesuré la vitesse V_{rel} et l'effort F_m lors d'une excitation simulée. Les signaux sont enregistrés sur une durée de 64 secondes. La puissance moyenne et la puissance maximale instantanée mesurées pour chaque commande sont présentées dans le tableau 6.5. Les puissances moyennes mises en jeu sont très faibles (de l'ordre du watt) en regard des performances de confort atteintes.

Types de commande	P_{moy} (W)	$P_{crête}$ (W)	$F_{crête}$ (N)
Passif	-0.97	-15.4	80
Semi-actif	-0.2	-8.3	90
Actif	1.1	6.5	160

Tab. 6.5 – Bilan de puissance dans l'actionneur suivant les types de commandes

6.7 Conclusions et discussions

Dans ce chapitre, nous avons montré la faisabilité et l'efficacité de la suspension active d'un siège de véhicule. Les mesures réalisées sur le prototype ont montré la très bonne efficacité de la suspension active du siège par rapport à un siège conventionnel. Le confort global est très nettement amélioré.

Validation sur banc d'essai.

Les mesures réalisées sur le banc d'essai ont permis de valider la démarche de modélisation, vérifier la conception du prototype, faire les réglages nécessaires au fonctionnement du prototype, et démontrer la faisabilité de la suspension active du siège. Les différentes étapes ont été :

1. Construction du banc d'essai vibratoire. Ce travail, réalisé entièrement au laboratoire, a nécessité l'établissement d'un cahier des charges précis et la consultation de divers fournisseurs. La phase de conception et de construction du banc s'est étalée sur les deux premières années de thèse. Le banc, conçu spécialement pour les besoins de l'application, génère tous types de vibrations suivant un axe vertical. Le banc d'essai

comporte une baie de commande et d'acquisition. Un micro-ordinateur PC assure le pilotage de l'ensemble des éléments du dispositif.

Une instrumentation complète permet la mesure des accélérations, positions et forces. Les capteurs, munis de leurs conditionneurs respectifs, autorisent au total 11 mesures différentes. La souplesse d'utilisation du banc d'essai, ainsi que la facilité à s'adapter à différentes configurations, en font un outil idéal pour la caractérisation du prototype ;

2. Essais de caractérisation du prototype. Ces essais ont permis de vérifier la validité de la boucle de commande de l'actionneur dans le prototype ;
3. Essais spécifiques de recalage de certains paramètres du modèle et de validation des hypothèses de celui-ci ;
4. Essais comparatifs avec plusieurs lois de commande (passive, active et semi-active). Les performances de chaque commande ont été mesurées dans deux configurations d'essais : avec un chargement inerte (mise au point des boucles de commande) sur une assise épaisse, et avec un siège bacquet ferme plus passager.

Le prototype de la suspension active de siège présente les caractéristiques prévues par l'étude théorique. L'accord entre les simulations temporelles et les mesures est bon. Les paramètres calculés avec les données théoriques sont proches des valeurs identifiées sur le prototype. La réalisation du prototype a permis de valider les choix technologiques effectués lors de la phase de conception. Le prototype est fiable et bien adapté à des essais sur banc.

Les essais ont été réalisés pour différentes perturbations transitoires (échelon, créneaux) et aléatoires, afin de mesurer l'efficacité de la suspension avec des signaux proches de ceux mesurés en véhicule.

Les mesures avec conformateur ont révélé des gains d'isolation plus importants qu'avec les mesures avec passager (comparaison avec et sans suspension). Cet écart est dû à l'énergie dissipée par le passager. Les gains obtenus sur l'atténuation des accélérations sont en moyenne, sur la bande de fréquence [0-10] Hz, de 10 à 15 dB pour les essais conformateur, et de 5 à 10 dB pour les essais passager. Les conclusions sur les performances de chaque commande sont :

- les commandes passive et semi-active ont des performances très proches. Elles restent efficaces dans les deux configurations d'essais ;
- la commande active est sensible à la configuration d'essai. Elle donne de moins bons résultats que la commande semi-active dans le cas de mesures avec conformateur ;
- dans le cas des mesures sur siège bacquet, la commande active apporte une amélioration significative par rapport aux lois dissipatives (entre 5 et 10 dB de mieux en moyenne).

Nous avons montré que l'effet du couplage avec l'assise du siège diminue les performances du régulateur cascade (couplage dû à l'épaisseur importante de la mousse d'assise). En effet,

dans ce cas là, le modèle de notre système n'est plus valable (hypothèse de découplage non vérifiée) et la synthèse du régulateur ne permet pas d'aboutir aux performances spécifiées. Par contre, le siège bacquet avec peu de mousse est proche du modèle et l'efficacité de la commande est conservée. On notera aussi qu'en aucun cas le couplage de l'assise avec la suspension n'est venue remettre en question la stabilité de la commande.

les résultats obtenues avec passager sont concluants. Une simple boucle en accélération s'est avérée suffisante pour assurer les performances de confort. La mesure des réponses en fréquence a montré les performances limitées des commandes dissipatives : ceci est principalement la cause du frottement sec qui crée une dissipation intrinsèque néfaste. Pour espérer atteindre les mêmes niveaux d'isolation qu'avec la commande active, le taux de frottement sec doit être considérablement diminué. Ce problème a été analysé dans l'article de Rakheja ([100]).

Bilan des indices de confort.

Les coefficient SEAT² calculés permettent de connaître l'indice de confort d'un siège soumis à des vibrations larges bandes. Le spectre que nous avons choisi pour caractériser l'efficacité de l'isolation, privilégie le comportement du siège à basse fréquence et est compris entre 0 et 10 Hz.

Les essais effectués avec le siège bacquet et passager sont les plus réalistes. La suspension active (avec régulateur cascade) permet de diviser par 2 le SEAT obtenu avec le même siège sans suspension. Le siège à suspension active est donc deux fois plus confortable qu'un siège bacquet sans suspension. Le gain de confort apporté par la suspension semi-active n'est que de 25%, la suspension passive apportant 22%. Mais ces chiffres restent encore assez « théoriques » et ne doivent pas remplacer un jugement d'expert.

Cependant, les résultats sont bons et confirment la faisabilité d'une suspension active de siège pour améliorer l'isolation vibratoire du passager.

Conclusions et perspectives

Bilan de l'étude

Dans le cadre de ce travail de thèse, nous avons étudié, modélisé, conçu et réalisé une suspension active pour un siège de véhicule routier. Cette étude, à caractère fortement expérimental, a donné lieu à la création d'un brevet d'invention couvrant la France et les États-Unis ([91]).

L'objectif était de démontrer la faisabilité technologique et industrielle d'une suspension active pour un siège de véhicule terrestre, afin d'améliorer le confort dynamique des passagers. Le but était aussi de montrer l'intérêt d'une solution « active » pour optimiser l'isolation vibratoire du conducteur.

Notre travail s'appuie sur les nombreux travaux théoriques dans le domaine du contrôle actif pour l'optimisation de l'isolation des vibrations dans les structures et systèmes mécaniques.

Nous avons été amenés à résoudre divers problèmes d'ordre théoriques et expérimentaux, dans des domaines pluridisciplinaires : ergonomie, mécanique, automatique, électronique et électrotechnique.

Notre démarche s'est située à mi-chemin entre un travail de recherche fondamental et un avant-projet de développement d'un nouveau produit, à la frontière de deux disciplines : la recherche fondamentale et la recherche appliquée. Ces deux disciplines relèvent du domaine des laboratoires de recherche mais la seconde relève également du domaine de l'industrie.

À partir de la définition de la problématique, une démarche rigoureuse a permis de dégager une solution scientifiquement originale qui, d'un point de vue industriel, présente un aspect innovant : il s'agit d'une suspension active, utilisant un actionneur électromécanique asservi, conçue pour un siège de véhicule terrestre.

Les quatre points principaux qui ont été développés dans ce travail sont :

- 1- une étude préliminaire sur la prise en compte des critères de confort dans les paramètres de conception des sièges actuels a permis de dégager la problématique. Le même jeu

de paramètres de conception est utilisé pour satisfaire à la fois des critères de confort statiques, posturaux et dynamique. De plus, les sièges sont optimisés sur des critères non liés au comportement vibratoire du siège.

Cette étude nous a alors confortée dans l'idée de développer une suspension « optimisée » pour répondre au problème spécifique de l'isolation vibratoire du conducteur.

- 2- une étude théorique des systèmes d'isolation passifs, semi-actifs et actifs nous a permis de dégager les avantages et limites de chaque système. Un modèle linéaire simple a permis de valider l'intérêt d'une suspension active et semi-active pour l'amélioration de l'isolation vibratoire du passager.

Une revue des différentes méthodes de contrôle a montré la diversité des stratégies de commande, leurs spécificités et leurs limites. Nous avons montré qu'une commande optimale permettait d'atteindre de bonnes performances mais au prix de contraintes technologiques importantes. De ce fait, nous nous sommes orientés vers d'autres stratégies, plus adaptées aux contraintes du siège.

- 3- cette étape concerne la modélisation et la simulation numérique du comportement « contrôlé » du siège. Le modèle utilisé, à 2 degrés de liberté, représente le comportement du siège et du conducteur, de la suspension et de l'actionneur. Nous avons démontré que ce modèle permettait de décrire correctement le comportement du système et était suffisant pour la phase de conception du prototype.

Cette étape de modélisation a nécessité, au préalable, la recherche d'un actionneur adapté au problème de la commande du siège. Notre choix s'est porté vers un actionneur électrique, bien adapté à notre application.

L'actionneur électromécanique, au fonctionnement réversible, a permis de mettre en œuvre deux lois de commande : une commande semi-active qui reprend le concept de l'amortisseur *skyhook* idéal, et une commande active qui met en œuvre une structure originale de type *régulateur cascade*. Les simulations numériques ont permis de valider les performances des deux commandes sur l'isolation globale du siège.

Le modèle a été utilisé comme outil de conception du prototype, ce qui nous a permis de dimensionner et d'optimiser l'actionneur et les mécanismes de suspension. Les contraintes propres à l'application du siège automobile ont pu être intégrées lors de cette phase de modélisation.

- 4- La conception et l'élaboration d'un prototype a permis de vérifier expérimentalement la démarche théorique et la phase de modélisation/conception du système.

La parfaite maîtrise de l'asservissement en effort de l'actionneur, ses caractéristiques adaptées à la commande du siège, sa compacité en font l'organe essentiel de la suspension active du siège. L'originalité de cet actionneur est son fonctionnement réversible,

qui a permis de mettre en œuvre avec succès les deux lois de commande. Une carte de commande électronique, facilement embarquable, montre la faisabilité technologique du système de commande.

La construction d'un banc d'essai vibratoire a permis de caractériser l'ensemble des organes du prototype et de montrer les performances en terme d'isolation et de confort, pour différents types de sollicitations transitoires et stationnaires. Les essais avec conformateur et sujet réel ont permis de montrer l'efficacité de chaque commande, notamment la supériorité des commandes active et semi-active sur l'amortisseur passif.

La commande semi-active est très simple et présente des performances théoriques nettement meilleures que l'amortisseur passif. Cette commande dissipative est simple à implanter et ne nécessite pas d'étude de stabilité ni de robustesse. Par contre, sur le plan expérimental, elle a montré ses limites, à cause du taux de de frottement secs dans les mécanismes de la suspension. Néanmoins, elle permet d'améliorer de 15% environ les performances de l'amortisseur passif. Ses performances peuvent être considérablement améliorées en optimisant le frottement sur les liaisons subissant le plus d'efforts.

L'atténuation de l'accélération mesurée sur le siège avec la suspension active est de 12 dB Rms comparativement au siège sans suspension active. La suspension active permet de diviser par 2 le facteur de confort SEAT, dans la bande de fréquence [0-10] Hz.

La consommation énergétique moyenne reste faible, de l'ordre de quelques watt, en regard des performances obtenues.

Le domaine d'efficacité de la suspension active du siège demeure basse fréquence, comprise entre [0-10] Hz. Au delà, la suspension n'a plus besoin d'être contrôlée car la mousse du siège permet de correctement filtrer les vibrations hautes fréquences.

L'hypothèse de non couplage du siège dans le comportement dynamique a été vérifiée uniquement dans le cas où l'assise du siège comportait une épaisseur de mousse faible (cas du siège bacquet). La simplification du modèle à 2 degrés de libertés à 1 degré de liberté n'est possible qu'à cette condition.

La non prise en compte, dans le modèle, du corps humain ne remet pas en cause les performances des commandes, à condition que la condition de non couplage soit respectée.

Les réflexions qui nous sont venues au cours de la démarche de modélisation sont :

⇒ on connaît pas, *a priori*, le modèle *ad hoc*, ni les paramètres du modèle qui mènent à la solution. Le cheminement est graduel et le processus de conception est itératif ;

- ↳ dans une première phase de conception, ce sont les modèles les plus simples qui donnent le plus de souplesse, la complexité ayant tendance à figer la représentation ;
- ↳ lors de la synthèse, on finit toujours par être confronté à la résolution d'un problème inverse : trouver les paramètres du modèle qui permettent d'aboutir au comportement désiré.

Il y a en fait véritablement trois étapes, analyse théorique, conception et réalisation qui représentent les idées fortes de ce travail de recherche. En particulier, la conception et la réalisation de la suspension active du siège. Ce travail a requis l'assemblage de divers composants complexes, qu'il a été nécessaire de maîtriser et d'optimiser pour atteindre les performances désirées. La difficulté de la mise en œuvre de ce système a été l'enchaînement de divers étapes dont il a été nécessaire de faire converger vers une réalisation expérimentale maîtrisée. Chaque étape possède son propre niveau de complexité, qui a pu être appréhendée en élaborant des modèles technologiques.

L'isolation du siège constitue une application intéressante du contrôle actif d'un système mécanique. d'un système. Il s'agit de résoudre ici un problème d'isolation vibratoire selon des des objectifs de confort. Un des aspect original de ce travail est la mise en œuvre de lois de commande simple et l'utilisation de méthodes de synthèse classiques en automatique pour la commande du siège, tant du point de vue de la modélisation que du point de vue expérimental. Il faut retenir la démarche suivie autant que les moyens mis en œuvre à son élaboration.

L'autre originalité de ce travail est les solutions technologiques utilisées pour la réalisation de la suspension active du siège : actionneur électromécanique réversible (fonctionnement dissipatif ou actif), mécanisme à 6 barres pour le guide cinématique, mécanisme indépendant pour le dispositif de raideur et la compensation statique ajustable de la charge.

Nous espérons ainsi avoir modestement contribué à l'amélioration des connaissances dans le domaine du contrôle actif des structures, par l'analyse théorique du problème d'isolation, la modélisation d'une suspension active, la synthèse et la simulation de lois de commande.

Cette étude ne se limite pas au domaine du contrôle actif. Elle a permis, nous l'espérons, de mieux comprendre le comportement dynamique d'un siège de véhicule, son interaction avec le passager et finalement donner une meilleur connaissance du système au concepteur.

Nous avons ainsi démontré la faisabilité d'une suspension active permettant d'améliorer le confort vibratoire d'un siège automobile. Notre démarche a été de dépasser le stade de la simulation et de constamment valider les calculs par des expériences. Le prototype de la suspension active de siège est une parfaite illustration de cette démarche. Notre soucis a été d'intégrer les contraintes industrielles en s'appuyant sur le savoir faire du département Recherche de Bertrand Faure. Le prototype obtenu est proche d'un prototype roulant, c'est

à dire facilement embarquable dans un véhicule. Les résultats obtenus, *in fine*, montrent la validité de la démarche suivie dans ce travail.

Les perspectives

La suspension de siège de véhicule développée au cours de la thèse est à l'origine destinée pour des véhicules routiers (automobile, poids-lourds). Cependant, la démarche de conception et la réalisation du prototype restent valable pour d'autres types de véhicules terrestres et aériens (tracteur agricole, matériel BTP, aéronefs...).

Certains aspects du prototype de la suspension active doivent être améliorés, modifiés ou reconçus pour que le prototype puisse être adapté à des essais en véhicule. Une réflexion doit être menée pour transformer le prototype de « laboratoire » vers un prototype « pré-industriel ». L'idée est de confronter le produit « suspension active de siège » à son futur environnement. La démarche pourra être la suivante :

1. Confronter le concept aux utilisateurs par des essais réels en véhicule. L'avis d'experts humains en confort sera alors nécessaire. Il sera aussi indispensable de confronter les mesures objectives, réalisées pendant les essais, aux mesures subjectives. C'est davantage le domaine de l'ergonomie que de la mécanique ;
2. Apporter les modifications et améliorations au prototype, pour le rendre viable industriellement (recherche de capteurs et d'actionneurs bons marchés et adaptés à l'environnement automobile) ;
3. Corriger certains paramètres de conception et faire évoluer les lois de commande en fonction des résultats des essais subjectifs et objectifs. On pourra, par exemple faire varier certains paramètres en fonction de la masse des sujets.

Le concepteur de siège devra clarifier les liens entre les paramètres de conception, qui permettent d'induire sur le comportement dynamique du siège, et les données définissant les besoins des utilisateurs. Il proposera et élaborera des outils (basés sur une représentation physique des phénomènes), des méthodes de résolution qui permettront de répondre à un problème précis. Ce travail est bien décrit dans la thèse de M. Judic : « *C'est le fruit des échanges entre spécialistes qui validera la capacité de l'entreprise à prendre en charge les différents aspects de la conception des sièges et faire ainsi évoluer son métier vers le rôle d'expert.* » (Judic, *loc. cit.* [56].)

Mais la liberté de l'industriel à créer de nouveaux produits est souvent bien réduite, de part les exigences spécifiques des clients. L'évolution, nécessaire pour l'industriel, est toutefois assez lente.

Les voies nouvelles à expérimenter sont nombreuses si l'on veut faire progresser la suspension active. Parmi celles-ci, on pourra envisager des études dans les domaines suivants :

- sur le plan de la modélisation, il serait intéressant d'étudier la prise en compte d'un

modèle d'humain. Cela reviendrait à identifier une fonction de transfert d'un modèle à partir de mesures sur des sujets humains. Ce modèle nous permettrait alors de prendre en compte, dans la stratégie de commande du siège, les critères de confort propre au comportement dynamique du corps humain et non plus un critère globale d'accélération à l'interface siège/sujet. Le critère de confort serait alors directement relié à la perception humaine et non pas seulement à des grandeurs mécanique ;

- sur le plan expérimental, on peut envisager d'autres lois de commande qui utilisent le minimum d'informations de l'état du système (minimum de capteurs). Nous avons vu, dans le chapitre 3, qu'une commande basée sur la logique floue proposait une approche adaptée à ce problème. De plus, ce type de commande permet de bien prendre en compte des mesures subjectives, où l'expertise humaine du comportement du système peut être facilement intégré ;
- ajouter au mouvement de translation verticale du guide cinématique, un mouvement de rotation autour du pied du conducteur. Ce mouvement permettrait de prendre en compte le couplage tronc/cuisse, issue des études d'ergonomie de mouvement du conducteur au poste de conduite ;
- intégrer la fonction du réglage de hauteur du siège, indépendamment du mécanisme de compensation statique du chargement. Cette fonction permettrait d'ajouter un réglage supplémentaire au conducteur, sans modifier le fonctionnement de la suspension, afin d'adapter la hauteur du siège à la diversité des morphologies des sujets ;
- introduire une raideur verticale non-linéaire qui puisse raidir le système dans les fortes amplitudes de débattement. Cette solution pourrait être une alternative à l'utilisation de butées élastiques ;
- repenser la conception du siège à suspension active. Il est nécessaire de concevoir un siège qui limite l'effet de couplage dynamique avec le conducteur, néfaste pour la commande. Ce point important ne va pas sans remettre en cause la conception des sièges actuels. Les futurs sièges devront alors comporter une épaisseur de mousse plus faible et des formes plus proches du corps humain (siège dit « chaussant »). Cette contrainte devient un avantage car nous avons montré que le confort statique et postural de ce type de siège est réputé bien meilleur que les sièges classiques à nappe et mousse épaisse.

Certains constructeurs automobiles se sont déjà montré intéressés par le concept de la suspension active de siège. Ce travail de recherche expérimental pourra constituer la base scientifique qui permettra d'engager des discussions et des échanges avec les constructeurs automobiles. À l'heure actuelle, le marché des suspensions actives de siège de véhicule est

totallement ouvert. Les projets industriels dans ce domaine pourront s'appuyer sur les progrès récents des équipes de recherches, qui se sont matérialisés par des brevets d'inventions ([91],[25]).

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions and activities. It emphasizes that this is essential for ensuring transparency and accountability in the organization's operations.

2. The second part outlines the various methods and tools used to collect and analyze data. This includes both traditional manual methods and modern digital technologies, highlighting the benefits of automation and data integration.

3. The third section focuses on the challenges associated with data management, such as data quality, security, and privacy. It provides strategies to address these challenges and ensure that the data remains reliable and secure.

4. The fourth part discusses the role of data in decision-making and strategic planning. It explains how data-driven insights can help organizations identify trends, opportunities, and risks, leading to more informed and effective decisions.

5. The fifth section covers the importance of data governance and compliance with relevant regulations. It outlines the key principles of data governance and provides guidance on how to implement a robust governance framework.

6. The sixth part addresses the future of data management, including emerging trends like artificial intelligence, machine learning, and cloud computing. It discusses how these technologies will shape the way data is collected, stored, and analyzed in the coming years.

7. The seventh section provides a summary of the key points discussed in the document and offers final thoughts on the importance of data in the modern business landscape.

8. The eighth part includes a list of references and sources used in the document, providing a clear path for further research and exploration of the topics discussed.

9. The final section contains a list of appendices and additional resources, including templates, checklists, and other practical tools that can be used to implement the concepts discussed in the document.

Bibliographie

- [1] Moteurs électriques : un peu de théorie. *Entraînements et Systèmes*, Juin-Juillet 1992, pp. 7-14.
- [2] Aghdhefna (O.E.). – Contribution à l'étude du comportement en grandes déformations des mousses : modèle de simulation numérique de chargement d'un siège par un manequin. *Thèse de doctorat*, 1993. – École centrale de Lyon.
- [3] Alanoly (J.) et Sankar (S.). – Semi-active force generators for shock isolation. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 126, n° 1, 1988, pp. 145-156.
- [4] Alexandris (A.A.) et Weber (T.R.). – Active vibration isolation of truck cabs. *Proceedings of the American Control Conference*, 1984, pp. 1199-1208. – San Diego - USA.
- [5] Allano (S.). – *Petits moteurs électriques*. – Technique de l'Ingénieur - Traité Génie Électrique D, 1987. D 3 720.
- [6] Ashby (M.F.) et Jones (D.R.H.). – *Matériaux*. – Dunod, 1991. 2. Microstructure et mise en œuvre.
- [7] Bagley (R.L) et Torvik (P.J.). – Fractionnal calculus - a different approach to the analysis of viscoelasticity damped structures. *AIAA Journal*, vol. 21, n° 5, Mai 1983, pp. 741-748.
- [8] Bagley (R.L.) et Torvik (P.J.). – On the fractional calculus model of viscoelastic behaviour. *Journal of Rheology*, vol. 30, n° 1, 1986, pp. 133-155.
- [9] Ballo (I.). – Power requirement of active vibration control systems. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 24, 1995, pp. 683-691.
- [10] Beda (T.) et Vinh (H.). – Technique d'identification des paramètres rhéologiques du modèle à dérivées fractionnaires des matériaux viscoélastiques. *Mécanique Matériaux Électricité (GAMI)*, vol. 441, 1991, pp. 3-6.
- [11] Bellizi (S.). – Suboptimal stochastic control for semi-active vibration isolation systems. *17th International seminar on modal analysis*, 1992, pp. 83-97. – KULeuven.

- [12] Bellizi (S.) et Bouc (R.). – Adaptative control for semi-active isolators. *12th Conference on Mechanical Vibration and Noise*, Septembre 1989, pp. 317–323. – Montreal - Quebec.
- [13] Berkman (E. F.) et Bender (E.K.). – Perspectives on active noise and vibration. *Noise & Vibration*, vol. 31, n° 1, Janvier 1997.
- [14] Besinger (F.H.), Cebon (D.) et Cole (D.J.). – Force control of a semi-active damper. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 24, 1995, pp. 695–723.
- [15] Boileau (P.E.) et Rakheja (S.). – Vibration attenuation performance of suspension seats for off-road forestry vehicles. *International Journal of Industrial Ergonomics*, vol. 5, 1990, pp. 175–291.
- [16] Bourquin (F.). – A numerical controllability test for distributed systems. *Journal of Structural Control*, vol. 2, n° 1, 1995, pp. 5–22.
- [17] British Standard Institution - BS 6841. – *Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*, 1987.
- [18] Burdorf (A.) et Swuste (P.). – The effect of seat suspension on exposure to whole body vibration of professional drivers. *Annals of Occupational Hygiene*, vol. 37, n° 1, 1993, pp. 45–55.
- [19] Carotti (A.) et Turci (E.). – A new servoassisted hyper-stiffened damper for structural control: the iris project. *Mechanics Research Communications*, vol. 23, n° 6, 1996, pp. 599–606.
- [20] Cavender (K.D.) et Kinkelaar (M.R.). – Real time dynamic comfort and performance factors of polyurethane foam in automotive seating. *SAE Technical paper series*, no960509, February 1996, pp. 53–68. – International congress & exposition - Detroit Michigan.
- [21] Charalambous (C.), Brunning (A.) et Crawford (I.L.). – The design and advanced development of a semi-active suspension. *2nd International Conference on New Developments in Powertrain and Chassis Engineering*, noC382/058, 1989, pp. 539–546. – EAEC - Strasbourg.
- [22] Charlton (M.H. Courtney L.J.) et Seel (K.). – Influence of foam density on automobile seat performance. *Journal of cellular plastics*, vol. 25, n° 5, 1989, pp. 472–486.
- [23] Cheung (W.S.), Lee (D.H.), Hwang (C.H.) et Nam (H.D.). – Issues in weighting functions for the assessment of exposed whole-body vibration. *Proceedings Internoise96*, 1996, pp. 1749–1752. – Liverpool, UK.

- [24] Collet (M.). – Contrôle actif de structures rayonnantes. *Thèse de doctorat*, 1996. – École centrale de Lyon.
- [25] Corporation (Lord). – *Controllable seat damper system especially for heavy duty vehicles, uses microprocessor to compute displacement rates using data input from displacement sensor to determine control signal for damper*. – Brevet d'Invention n° WO 9710118-A1, Bertrand Faure Équipements SA, 19/06/96.
- [26] Crawford (I.L.). – Semi-active suspension system. *Proceedings International Conference on New Developments in Power Train and Chassis Engineering*, vol. 2, Juin 1987, pp. 602–619. – EAEC - Strasbourg.
- [27] Crosby (M.J) et Karnopp (D.). – The active damper - a new concept for shock and vibration control. *The Shock and Vibration Bulletin*, vol. 43, n° 4, 1973, pp. 119–133.
- [28] de Larminat (P.). – *Automatique - Commande des systèmes linéaires*. – Hermes - Collection automatique, 1996.
- [29] de Lustrac (J.). – *Automatique des systèmes linéaires*. – Université de Toulon et du Var, 1993.
- [30] Dieulesaint (E.) et Royer (D.). – *Automatique appliquée*. – Masson, 1987. 1. Systèmes linéaires de commande à signaux analogiques.
- [31] Donati (P.) et Boulanger (P.). – Propositions pour l'établissement d'un code d'essai en vibration des sièges suspendus destinés au tracteurs routiers. *SIA*, vol. 88090, octobre 1988, pp. 137–139. – Le confort de l'automobile.
- [32] Doyle (J.C.), Francis (B.A.) et Tannenbaum (A. R.). – *Feedback Control Theory*. – Macmillan Publishing Company, 1992.
- [33] Duke (M.) et Kisielewski (P.). – Ride comfort comparison between passive and switchable damping in a typical off-road vehicle seat. *Conference Proceedings: Vibration and Noise'95*, Avril 1995, pp. 422–431. – Venise-Italie.
- [34] Evans (W.R.). – Graphical analysis of control systems. *AIEE Transactions*, 1948.
- [35] Evans (W.R.). – Control system synthesis by root locus method. *AIEE Transactions*, 1950.
- [36] Fages (A.). – Modélisation du comportement des matériaux viscoélastiques par une méthode de dérivation fractionnaire - détermination des paramètres du modèle d'amortissement. *Matériaux & Techniques*, vol. 12, 1993, pp. 23–30.

- [37] Ferry (J.D.). – *Viscoelastic properties of polymers*. – John Wiley & Sons, 1980, 3^e édition.
- [38] Flaus (J. M.). – *La régulation industrielle - Régulateurs PID, prédictifs et flous*. – Hermes - Collection automatique, 1996.
- [39] Friot (E.). – Active and semi-active control of engine mounts for improving vehicle noise and vibration. *17th International Seminar on Modal Analysis*, 1992, pp. 99–113. – KULeuven.
- [40] Gaul (L.) et Schanz (M.). – Dynamics of viscoelastic solids treated by boundary element approaches in time domain. *European Journal of Mechanics (A/Solids)*, vol. 13, n° 4, 1994, pp. 43–59.
- [41] Giacomini (J.) et Bracco (R.). – An experimental approach for the vibration optimization of automotive seats. *Proceedings*, 1995.
- [42] Gibson (L.J.) et Ashby (M.F.). – *Cellular materials - structure & properties*. – Pergamon Press, 1988.
- [43] Gilmore (B.) et Berger (E.). – Seat dynamic parameters for ride quality. *SAE Technical Paper Series*, vol. 930115, 1993, pp. 89–102.
- [44] Giuliano (F.) et Bucu (A.). – A road procedure for definition of the vibrational mission of automotive seats. *3rd International Conference - Vehicle Comfort and Ergonomics*, vol. 95A1033, March 1995, pp. 267–280. – Bologna (Italy).
- [45] Goodwin (G.C.) et Sin (K.S.). – *Adaptive filtering prediction and control*. – Prentice Hall, 1984, *Information and system science series*.
- [46] Graf (P.L.) et Shoureshi (R.). – Modeling and implementation of semi-active hydraulic engine mounts. *ASME Winter Annual Meeting*, vol. 98-WA/DSC-28, December 1987, pp. 1–8.
- [47] Griffin (M.J.). – The evaluation of vehicle vibration and seats. *Applied Ergonomics*, vol. 9, n° 1, 1978, pp. 15–21.
- [48] Griffin (M.J.). – Evaluation of vibration with respect to human response. *SAE*, vol. 860047, 1986, pp. 11–34.
- [49] Griffin (M.J.), Whitham (E.M.) et Parsons (K.C.). – Vibration and comfort - translational seat vibration. *Ergonomics*, vol. 25, n° 7, 1982, pp. 603–630.
- [50] Hedrick (J.K.). – Railway vehicle active suspensions. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 10, 1981, pp. 267–283.

- [51] Henriot (G.). – *Traité théorique et pratique des engrenages*. – Dunod, 1983.
- [52] Hohl (H.G.). – *Ride comfort of off-road vehicles*. – Cambridge, 1984, *Internal Society for terrain vehicle systems*.
- [53] Huygens (A. Cunningham E.) et Leenslag (J.W.). – *MDI comfort cushioning for automotive applications*. – Rapport technique, ICI Polyurethanes, March 1994.
- [54] Jézéquel (L.). – *Active control in mechanical engineering*. – Hermes, 1996, *International Symposium MV2*.
- [55] Jones (A.J.) et Saunders (D.J.). – A scale of human reaction to whole body, vertical sinusoidal vibration. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 35, n° 4, 1974, pp. 503–520.
- [56] Judic (J.M.). – Contribution à l'élaboration d'outils d'aide à la conception des moyens de réglages posturaux des sièges d'automobiles intégrant les facteurs humains et adaptés au métier d'un équipementier. *Thèse de doctorat*, 1993. – ENSAM.
- [57] Judic (J.M.). – Rapport interne n° 1 du groupe de travail « confort dynamique ». *Bertrand Faure*, 1995.
- [58] Kant (M.). – *Actionneurs à collecteurs à aimants permanents*. – Technique de l'Ingénieur - *Traité Génie Électrique D*, 1987. D 3 695.
- [59] Karnopp (D.). – Active damping in road vehicle suspension systems. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 12, 1983, pp. 291–316.
- [60] Karnopp (D.). – Bond-graph models for electromagnetic vibrators. *Journal of Franklin Institute*, vol. 319, n° 1/2, 1985, pp. 173–181.
- [61] Karnopp (D.). – Force generation in semi-active suspensions using modulated dissipative elements. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 16, 1987, pp. 333–343.
- [62] Karnopp (D.). – Permanent magnet linear motor used as variable mechanical dampers for vehicle suspensions. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 18, 1989, pp. 187–200.
- [63] Karnopp (D.), Crosby (M.J.) et Harwood (R.A.). – Vibration control using semi-active force generators. *ASME Journal of Engineering for Industry Transport*, Mai 1974, pp. 2–8.
- [64] Krasnicki (E.J.). – The experimental performance of an "on-off" active damper. *The Shock and Vibration Bulletin*, vol. 51, n° 3, 1981, pp. 125–131.
- [65] Lacroux (G.). – *Les actionneurs électriques pour la robotique et les asservissements*. – Lavoisier.

- [66] Ladreyt (T.) et Excoffon (L.). – *Quantification du confort vibratoire d'un véhicule*. – 2ème Congrès International: Essais et mesures en développement automobile - méthodologie et moyens n° SIA 950330, 1995.
- [67] Lalanne (C.), Lambelin (J.P.), Massard (P.) et Pirotais (D.). – Comportement des structures soumises à des vibrations aléatoires. *Chocs*, no12, décembre 1994, pp. 23-33. – Revue de la DAM.
- [68] Lambert (J.F.) et Tesar (J.S.). – *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 76, n° 4, 1984, pp. 1231-1237.
- [69] Longeot (H.) et Jourdan (L.). – *Construction Industrielle*. – Dunod, 1982.
- [70] Lorot (L.). – *Applications et techniques de l'automatisme*. – École supérieure d'électricité, 1971.
- [71] Majed (R.) et Raynaud (J.L.). – Prediction of the dynamic behavior of a non-linear structures with a dry friction. *Proceedings of the International Congress MV2*, vol. 2, Octobre 1995, pp. 411-422.
- [72] Mandani (E.). – Application of fuzzy algorithms for control of single dynamic plant. *Proceedings of IEEE*, vol. 121, n° 12, 1974, pp. 1585-1588.
- [73] Mansfield (N.J.) et Griffin (M.J.). – Vehicle seat dynamics measured with anthropodynamic dummy and human subjects. *Proceedings Internoise96*, 1996, pp. 1725-1730. – Liverpool, UK.
- [74] Manual (Abaqus). – *Elastomeric foam behaviour*. – Abaqus, 1996. Material library.
- [75] Margolis (D.L.). – A procedure for comparing passive, active and semi-active approaches to vibration isolation. *Journal of Franklin Institute*, vol. 315, n° 4, April 1983, pp. 225-238.
- [76] Meirovitch (L.). – *Dynamics and control of structures*. – John Wiley & Sons, 1990.
- [77] Meirovitch (L.). – *Dynamics and control of structures*, chap. A review of literature on structural control. – John Wiley & Sons, 1990.
- [78] Meirovitch (L.), Baruh (H.) et Oz (H.). – A comparison of control for large flexible systems. *Journal of Guidance*, vol. 6, n° 4, July-August 1983, pp. 302-310.
- [79] M.H., Pope, Broman (H.) et Hansson (T.). – The dynamic response of a subject seated on various cushions. *Ergonomics*, vol. 32, n° 10, 1989, pp. 1155-1166.
- [80] Miller (L.R.) et Ahmadian (M.). – Active mounts - a discussion of future technological trends. *Proceedings Inter-noise Conference*, Juillet 1992. – Toronto, Canada.

- [81] Mistrot (P.), Donati (P.), Galmiche (J.P.), Florentin (D.) et Vuillaumier (B.). – Modélisation de l'inconfort vibratoire au poste de conduite des tracteurs routiers. *SIA*, vol. 88076, Octobre 1988, pp. 59–63.
- [82] Nell (S.) et Steyn (J.L.). – Experimental evaluation of an unsophisticated two state semi-active damper. *Journal of Terramechanics*, vol. 31, n° 4, 1994, pp. 227–238.
- [83] Norme Internationale ISO 10326-1. – *Methodes en laboratoire pour l'évaluation des vibrations du siège de véhicule*, Aout 1994. E 90-451-1.
- [84] Norme Internationale ISO 2631/1. – *Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps - Partie 1: spécifications générales*, 1985. Première édition.
- [85] Norme Internationale ISO 2631/2. – *Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps - Partie 2: Vibrations continues induites par les chocs dans les bâtiments*, 1989. Première édition.
- [86] Ouyahia (B.). – Les suspensions actives : validation des stratégies sur des modèles réalistes non-linéaires. *Thèse de doctorat*, 1993. – École centrale de Lyon.
- [87] Parker (G.A.) et Lau (K.S.). – A novel valve for semi-active vehicle suspension systems. *Proceedings of International Mechanical Conference on Advanced Suspension*, vol. C427/88, 1988, pp. 69–74.
- [88] Périssé (J.). – Amélioration du confort dynamique d'un siège par contrôle actif - étude de faisabilité. *Mémoire de DEA Mécanique*, Septembre 1994. – École centrale de Lyon.
- [89] Périssé (J.). – Point actuel sur les systèmes de contrôle actif et semi-actifs dans l'environnement automobile. *Rapport de recherche*, noRA-BF/DMS-1994-01, Décembre 1994. – LTDS - École centrale de Lyon.
- [90] Périssé (J.). – Amélioration du confort dynamique d'un siège - étude du comportement statique et dynamique des mousses d'assises. *Rapport d'avancement interne*, noRA-BF/DMS-1996-01, Janvier 1996. – LTDS - École centrale de Lyon.
- [91] Périssé (J.) et Judic (J.M.). – *Siège à amortissement variable*. – Brevet d'Invention n° 9704280 INPI, Bertrand Faure Équipements SA, 8/04/1997.
- [92] Perrard (P.). – *Logiciel PASCAL : Programme d'Aide À la Synthèse des Correcteurs pour Asservissements Linéaires*. – Mémoire Ingénieur CNAM, 1984. Université Claude Bernard Lyon.
- [93] Perrard (P.) et Rozinoer (J.). – Commande floue d'un pont roulant : algorithmes d'aide à l'opérateur. *Conférence LFA '97*, Décembre 1997. – Lyon.

- [94] Perrard (P.) et Rozinoer (J.). – Commande floue d'un pont roulant : synthèse des diverses stratégies. In : *Table ronde MV2 - Contrôle actif des vibrations*. – Écully.
- [95] Philippe (G.). – One methodology to evaluate automotive seat comfort. *3rd International Conference - Vehicle Comfort and Ergonomics*, March 1995, pp. 231–240. – Bologna (Italy).
- [96] Pietsch (H.). – The automatic leveling air suspension seat for industrial vehicles. *SAE*, vol. 840507, 1984, pp. 1–11.
- [97] Pollard (M.G.) et Goodall (R.M.). – *Suspensions actives pour véhicules*. – Brevet d'invention n° INPI 78 29734, British Railway Boards, 1978.
- [98] Pope (M.H.), Broman (H.) et Hansson (T.). – Factors affecting the dynamic response of the seated subject. *Journal of spinal disorders*, vol. 3, n° 2, 1990, pp. 135–142.
- [99] Pywell (J.F.). – Automotive seat design affecting comfort and safety. *SAE Technical Paper Series*, vol. 930108, 1993, pp. 13–24.
- [100] Rakheja (S.), Afework (Y.) et Sankar (S.). – An analytical and experimental investigation of the driver-seat-suspension system. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 23, 1994, pp. 501–524.
- [101] Roberti (V.). – Contrôle des structures : théorie et application. *Thèse de doctorat*, 1994. – École centrale de Lyon.
- [102] Rush (K.C.) et Gent (A.N.). – Viscoelastic behaviour of open cell foams. *Journal of Cellular Plastics*, vol. 2, n° 46, 1966.
- [103] Ryba (D.). – Semi-active damping with an electromagnetic force generator. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 22, 1993, pp. 79–95.
- [104] Scherrer (S.). – *Précis de physiologie du travail - Notions d'ergonomie*, chap. Effet des vibrations sur l'homme (A. Berthoz et A. Wisner). – Masson, 1992, 2^e édition édition.
- [105] Scheuren (J.), Bohm (W.) et Dorle (M.). – Experiments with active vibration isolation. *Proceeding - Conference Active 95*, Juillet 1995, pp. 79–89. – Newport Beach, USA.
- [106] Schram (W.), Kallenbach (R.), Hagele (K.H.) et Bosch (R.). – Assessments of suspensions control systems for vehicle concepts in the nineties. *2nd International Conference EAEC*, vol. 91057, 1991, pp. 75–81.

- [107] Sfaoui (A.). – On the viscoelasticity of the polyurethane foam. *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 97, n° 2, Feb 1995, pp. 1046–1052.
- [108] Sharp (R.A.) et Hassan (S.A.). – The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems. *Proceedings of Inst. Mech. Engrs*, vol. 200, n° D3, 1986, pp. 219–228.
- [109] Sharp (R.S.) et Crolla (D.A.). – Intelligent suspension for road vehicles - current and future developments. *Proceedings International Conference on New Developments in Power Train and Chassis Engineering*, vol. 2, Juin 1987, pp. 579–601. – EAEC - Strasbourg.
- [110] Smit (W.) et de Vries (H.). – Rheological models containing fractional derivatives. *Rheol. Acta*, vol. 9, 1970, pp. 525–534.
- [111] Soula (M.), Vinh (T.) et Chevalier (Y.). – études dynamiques des polymères et élastomères par les dérivées fractionnaires. *Mécanique Industrielle et Matériaux (Revue du GAMI)*, vol. 49, n° 2, 1996, pp. 101–103.
- [112] Stein (G.J.). – Results of investigation of an electropneumatic active vibration control system for a driver's seat. *Proceedings - Institution of Mechanical Engineers*, vol. 209, n° 3, 1995, pp. 227–234.
- [113] Stein (G.J.) et Ballo (I.). – Active vibration control system for the driver's seat for off road vehicles. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 20, n° 2, 1991, pp. 57–78.
- [114] Suggs (C.W.), Stikeleather (L.F.), Harrison (L.F.) et Young (R.E.). – Application of dynamic simulator in seat testing. *Transaction American Society of Agricultural Engineers*, vol. 13, n° 3, 1970, pp. 378–381.
- [115] Swanson (D.A.) et Miller (L.R.). – Design and effectiveness evaluation of an active vibration isolation system for a commercial jet aircraft. *AIAA Aerospace Design Conference*, Février 1993. – Irvine, USA.
- [116] Thompson (A.G.). – Optimal and suboptimal linear active suspensions for road vehicles. *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 13, 1984, pp. 61–72.
- [117] Uhl (T.), Kowal (J.), Salomon (T.) et Korendo (Z.). – Active vibration control of operator seat for heavy machinery. *Proceedings Internoise 96*, 1996, pp. 1625–1628. – Liverpool, UK.
- [118] Uhl (T.), Salomon (T.) et Korendo (Z.). – Neural network based controller for active vibration control. *Proceedings International Conference on Noise and Vibration engineering*, Septembre 1996, pp. 445–456. – Leuven B.

- [119] van Ijzendoorn (H.). – Design background of the volvo 480es wheel suspension system. *Proceedings International Conference on New Developments in Power Train and Chassis Engineering*, vol. 2, Juin 1987, pp. 661–673. – EAEC - Strasbourg.
- [120] Vannier (P.). – Isolation active d'un moteur d'avion. *Thèse de doctorat*, 1994. – École centrale de Lyon.
- [121] von Gierke (H.E.) et Goldman (D.E.). – Effects of shock and vibration on man. In : *Shock and Vibration*. – Handbook, 1988.
- [122] Weichenrieder (A.) et Haldenwanger (H.G.). – The best function for the seat of a passenger car. *SAE Technical Paper Series*, vol. 850484, Mars 1985, pp. 1–16. – International Congress & Exposition - Detroit.
- [123] Widrow (B.) et Stearns (S.D.). – *Adaptative signal processing*. – Prentice Hall, 1985, *Signal processing series*.
- [124] Wilder (D.), Magnusson (M.L.), Fenwick (J.) et Pope (M.). – The effect of posture and seat suspension design on discomfort and back muscle. *Applied Ergonomics*, vol. 2, n° 25, 1994, pp. 66–76.
- [125] Wisner (A.) et Rebiffe (R.). – L'utilisation des données anthropométriques dans la conception des postes de travail. *Le travail humain*, no26, 1963, pp. 193–217.
- [126] Yoshimura (T.) et Tamaoki (G.). – A study of dynamics and modelling of human body exposed to multi-dimensional excitation. *Proceedings Internoise96*, 1996, pp. 1743–1747. – Liverpool, UK.
- [127] Young (R.E.) et Suggs (C.W.). – An active seat suspension system for isolation of roll and pitch in off-road vehicles. *ASAE*, no73-156, Juin 1973, pp. 1–18.
- [128] Zadeh (L.A.). – Fuzzy sets. *Information and Control*, vol. 8, 1965, pp. 333–353.

Autres ouvrages :

- [129] *Lexique des règles typographiques*. – Imprimerie Nationale, 1994, 3^e édition.

Crédit photographique :

Toutes les photos sont de l'auteur, sauf celle de la figure 1.21 a).

Annexe A

Contrôlabilité-observabilité d'un système

Références bibliographiques : [101],[28],[24].

On parle aussi souvent de *commandabilité* ou de *gouvernabilité* d'un système.

La notion de contrôlabilité est importante puisque c'est elle qui va déterminer si l'état du système, sous l'action d'une commande, peut ou non évoluer vers un état prédéterminé. Généralement, il est difficile de prévoir la commandabilité d'une structure mécanique. Soit parce que la complexité du système rend la modélisation délicate et incomplète, soit parce que la structure possède un nombre infini de degrés de liberté (cas des structures continues). Le problème est généralement simplifié en réduisant la taille du modèle au nombre de degrés de liberté juste nécessaires. La difficulté est alors de définir le comportement résiduel du système commandé, c'est à dire de prévoir l'influence des degrés de liberté non modélisés sur la dynamique du système. Ce comportement résiduel influence la stabilité.

Un autre aspect important de la commandabilité est le nombre d'actionneurs que l'on dispose pour assurer les performances de la commande. Pour certaines stratégies, le nombre d'actionneurs doit être égal au nombre de degrés de liberté à contrôler (cas du contrôle modal). Dans la plupart des cas, on essaiera de diminuer au maximum le nombre d'actionneurs ; il s'agit alors de définir le nombre minimal qui permet d'atteindre les performances désirées.

A.1 Contrôlabilité d'un système linéaire

Soit un système d'état tel que :

$$\dot{x}(t) = A.x(t) + B.u(t) \tag{A.1}$$

$$y(t) = C.x(t) + B.u(t) \tag{A.2}$$

avec $x \in R^n$, $y \in R^r$ et $B \in R^p$.

La définition générale est :

Un système est dit à état entièrement commandable si, par action sur l'entrée, on peut atteindre en temps fini n'importe quel point de l'espace.

Pratiquement, pour le cas d'un système linéaire invariant dans le temps, la commandabilité est vérifiée si la matrice C_n est de rang n , avec :

$$C_n = [B, A.B, A^2.B, \dots, A^{n-1}.B] \quad (\text{A.3})$$

C_n est appelée généralement matrice de contrôlabilité.

A.2 Observabilité d'un système linéaire

La définition générale est :

Un système est dit à état entièrement observable si, par observation des entrées et sorties sur un intervalle de temps fini, on peut déterminer l'état initial du système.

Le système est observable si la connaissance de la réponse libre permet de déterminer $x(t_0)$. De la même manière que pour la contrôlabilité, un système linéaire invariant dans le temps est observable si la matrice O_n est de rang n , avec :

$$O_n = \begin{bmatrix} C \\ C.A \\ C.A^2 \\ \vdots \\ C.A^{n-1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

O_n est appelée généralement matrice d'observabilité.

Annexe B

Stabilité-robustesse d'un système

Références bibliographiques : [28],[38],[29],[24].

B.1 Stabilité

B.1.1 Notion de stabilité

Il peut arriver qu'un système en boucle fermée, composé d'un processus et d'un régulateur, se mette à voir une de ses sorties osciller. Deux cas peuvent se présenter :

- L'oscillation s'amortie ou se stabilise ;
- L'oscillation se met à augmenter de plus en plus, jusqu'à saturation des actionneurs ;

Dans ce dernier cas, le système est dit instable. Ce comportement peut se produire quand le gain de la boucle de régulation est trop grand. Il est donc important d'étudier les propriétés de stabilité d'un système en boucle fermée.

Une définition mathématique de la stabilité est :

Un système est dit stable, si pour toute entrée bornée, il produit une sortie bornée quel que soit son état initial.

Une autre définition est :

Un système linéaire est stable si et seulement si sa réponse impulsionnelle tend vers 0 quand t tends vers l'infini.

La stabilité d'un système est étudiée à travers sa fonction de transfert en boucle fermée. Il existe plusieurs approches pour étudier la stabilité, selon que l'on considère un système continu ou discret, linéaire ou non linéaire. Nous allons examiner certaines des méthodes les plus courantes.

B.1.2 Critères algébriques

Dans le cas d'un système décrit par des variables continues, la décomposition en éléments simples de sa fonction de transfert permet de conclure que :

Un système linéaire de, fonction de transfert $H(s)$, est stable si et seulement si, tous les pôles sont à partie réelle strictement négative (cf. figure B.1).

Plus généralement, la réponse dynamique d'un système écarté de sa position d'équilibre

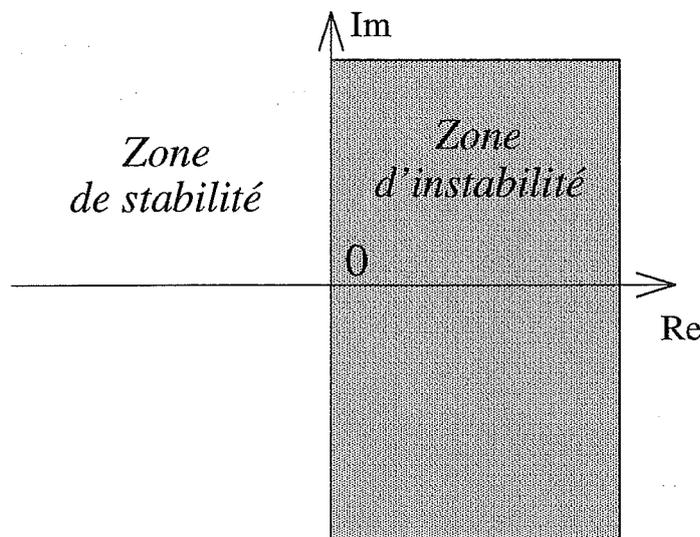


Fig. B.1 – Lieu des pôles : zone de stabilité (systèmes continus)

est liée à la position des pôles dans le plan complexe. La figure B.2 présente quelques cas de figures. Pour tester la stabilité, il n'est pas nécessaire de calculer les racines du polynôme du dénominateur de $H(s)$. Il existe des critères algébriques, comme le critère de Routh, qui permettent de déduire les propriétés de stabilité. Considérons un système d'ordre n dont le dénominateur de $H(s)$ s'écrit :

$$a_n p^n + a_{n-1} p^{n-1} + \dots + a_1 p + a_0 = 0 \quad (\text{B.1})$$

On suppose que, par convention, $a_n > 0$. Une condition nécessaire, mais non suffisante, pour que le système soit stable est que tous les coefficients a_n, a_{n-1}, \dots, a_0 doivent être positifs. Si un seul coefficient est négatif ou nul, il existe une racine à partie réelle positive ou nulle et par conséquent, le système est instable.

dans le cas où tous les coefficients sont positifs, on construit le tableau de Routh :

Ligne				
1	a_n	a_{n-2}	a_{n-4}	\dots
2	a_{n-1}	a_{n-3}	a_{n-5}	\dots
3	b_1	b_2	b_3	\dots
4	c_1	c_2	c_3	\dots
.	\dots	\dots	\dots	\dots
$n + 1$	z_1			

Ce tableau possède $n + 1$ lignes. Il a une structure triangulaire avec un seul élément sur la dernière ligne. Les deux premières lignes sont formées à partir des coefficients du polynôme caractéristique. Les coefficients des autres lignes sont calculés de la façon suivante :

$$b_1 = \frac{a_{n-1}a_{n-2} - a_n a_{n-3}}{a_{n-1}} \quad (\text{B.2})$$

$$b_2 = \frac{a_{n-1}a_{n-4} - a_n a_{n-5}}{a_{n-1}} \quad (\text{B.3})$$

$$b_3 = \dots \quad (\text{B.4})$$

Pour la ligne du dessous, on a :

$$c_1 = \frac{b_1 a_{n-3} - a_{n-1} b_2}{b_1} \quad (\text{B.5})$$

$$c_2 = \frac{b_1 a_{n-5} - a_{n-1} b_3}{b_1} \quad (\text{B.6})$$

$$c_3 = \dots \quad (\text{B.7})$$

À partir de ce tableau, on peut appliquer le critère de Routh :

Une condition nécessaire et suffisante pour que les pôles soient à partie réelle négative est que tous les éléments de la colonne de gauche du tableau de Routh soient positifs.

Remarque :

L'équivalent du critère de stabilité de Routh pour les systèmes discrets est le critère de Jury.

B.1.3 Critère de Nyquist

Le critère de Nyquist résulte de l'application du théorème de Cauchy à l'analyse de stabilité d'une boucle fermée (cf. figure B.3).

Soit une fonction analytique $F(s)$ de la variable complexe s . Soit Z le nombre de zéros et P le nombre de pôles, situés à l'intérieur d'un contour fermé C . Quand s décrit une trajectoire fermée (cf. figure B.4), avec N le nombre de tours de $F(s)$ autour de 0 (dans le même sens que s décrit C) ; on a l'égalité suivante :

$$N = Z - P \quad (\text{B.8})$$

Étant donné la fonction de transfert de la boucle $L(s) = K(s)G(s)$, on s'intéresse à la stabilité de $H(s)$, avec

$$H(s) = \frac{1}{1 + L(s)} \quad (\text{B.9})$$

Pour cela, on définit un contour C qui englobe tout le demi-plan de droite (domaine des racines instables). On considère le lieu de Nyquist, c'est à dire la trajectoire de $L(s)$. On veut tester si le nombre de zéros à partie réelle positive de $(1 + L)$ est nul. Il en résulte le critère de Nyquist :

La fonction de transfert en boucle fermée $H(s)$ est stable si et seulement si, lorsque s décrit le contour de Nyquist, $L(s)$ entoure le point $[-1, 0]$ autant de fois que L comporte de modes instables.

On parle de mode stable ou instable selon le signe de la partie réelle d'un pôle.

B.1.4 Critère du revers

C'est une méthode graphique dans le plan complexe. Lorsqu'un système $G(s)$ est stable en boucle ouverte, et qu'on lui associe un régulateur $K(s)$ lui aussi stable en boucle ouverte, la boucle fermée sera stable si et seulement si, en parcourant dans le sens des ω croissants le lieu de Nyquist de $L(s)$, on laisse le point critique (-1) à gauche (cf. figure B.5).

B.1.5 Méthode directe de Lyapunov

C'est une méthode énergétique. Elle n'est pas basée, comme les précédentes, sur l'étude des pôles et zéros de la fonction de transfert du système en boucle fermée.

C'est une approche très générale, qui est aussi utilisée pour la synthèse de lois de commandes. La méthode est basée sur l'analyse d'une fonction, dite de Lyapunov, qui est appelée fonction d'énergie généralisée. Soit $x = (y, \dot{y})^T$ le vecteur d'état du système. La fonction d'énergie généralisée du système s'écrit :

$$E(x) = \frac{1}{2}Ky^2 + \frac{1}{2}M\dot{y}^2 \quad (\text{B.10})$$

avec M et K les matrices de masse et de raideur du système. Les propriétés de la fonction sont :

$$\begin{aligned} E(x = 0, t) &= 0 \\ E(x) &> 0 \quad \forall x \neq 0 \end{aligned} \quad (\text{B.11})$$

Si l'on peut démontrer la décroissance monotone de cette fonction $E(x)$, le long d'une trajectoire de la réponse libre du système, la stabilité du système est assurée. Calculons la dérivée de E :

$$W(x, t) = \frac{d}{dt}E(x, t) = W(x, t) = \sum_{i=1}^n \frac{\partial E(x)}{\partial x_i} \frac{dx_i}{dt} \quad (\text{B.12})$$

On peut écrire la relation (B.12) de manière matricielle :

$$W(x, t) = \left(\frac{\partial E(x)}{\partial x} \right)^T \frac{dx}{dt} \quad (\text{B.13})$$

$$= x^T (A^T \cdot P + P \cdot A) x \quad (\text{B.14})$$

avec A la matrice d'état du système en boucle fermée et P une matrice symétrique, définie positive tel que :

$$E(x, t) = x^T P x \quad (\text{B.15})$$

Soit la matrice symétrique Q tel que :

$$Q = -(A^T \cdot P + P \cdot A) \quad (\text{B.16})$$

Si Q est définie positive, alors le système est stable au sens de Lyapunov. On montre que P et Q sont définies positives si A ne présentent que des valeurs propres à partie réelle négative.

Le théorème ainsi démontré est :

Si $W(x, t) \leq 0$ pour tout x et pour tout t , c'est à dire si l'énergie du système décroît de façon monotone, alors l'état du système tendra vers son état d'équilibre stable.

Il n'existe pas une seule et unique fonction de Lyapunov pour un système donné. Le théorème de Lyapunov, malheureusement, ne renseigne pas sur la manière de déterminer la fonction d'énergie généralisée.

B.2 Robustesse

L'étude de la robustesse est étroitement liée à l'étude de la stabilité. On peut définir la robustesse d'un système (défini par son processus $G(s)$), comme étant la sensibilité qu'une petite variation $\Delta G(s)$ sur le processus, puisse détériorer les performances et surtout entraîner l'instabilité de la boucle.

Il faut considérer, dans la variation ΔG , les incertitudes et les simplifications liées à la modélisation du processus mais aussi l'évolution, dans le temps, des paramètres du modèle.

Le contrôle adaptatif permet de résoudre ce problème en « suivant » l'évolution de la structure au cours de son fonctionnement. On définit généralement des marges de stabilité, comme les bornes extrêmes des gains et déphasages parasites qui peuvent intervenir, sans que $L(j\omega)$ atteigne le point (-1) .

B.3 Compromis performance-robustesse

Il ne sert à rien de réaliser de fortes marges de stabilité si elles interviennent à des fréquences où les incertitudes relatives $\frac{\Delta L(j\omega)}{L(j\omega)}$ sont très grandes. Si la réalisation de la

commande est soignée, les incertitudes $\frac{\Delta L}{L}$ dépendent seulement des incertitudes relatives sur le processus. Alors $L = KG$ implique :

$$\frac{\Delta L(j\omega)}{L(j\omega)} = \frac{\Delta G(j\omega)}{G(j\omega)} \quad (\text{B.17})$$

Soit $|l(j\omega)|$ un majorant de l'incertitude relative en fonction de la fréquence :

$$|l(j\omega)| \geq \left| \frac{\Delta G(j\omega)}{G(j\omega)} \right| \quad (\text{B.18})$$

Lorsqu'on atteint les hautes fréquences, cette incertitude relative peut devenir très grande, tandis qu'elle reste faible à basse fréquence. Le majorant engendre une incertitude autour de chaque point du lieu de Nyquist de $L(j\omega)$ (cf. figure B.6). Si la boucle fermée nominale est stable, et si la variation ΔG n'affecte pas le nombre de pôles instables de G , la stabilité restera garantie si les cercles d'incertitudes n'atteignent pas le point (-1) , ce qui impose l'égalité suivante :

$$T(j\omega) = \left| \frac{L(j\omega)}{1 + L(j\omega)} \right| \leq \frac{1}{|l(j\omega)|} \quad \forall \omega \quad (\text{B.19})$$

Lorsque $|l(j\omega)|$ est grand (en hautes fréquences), cette inégalité ne pourra être respectée que si $|L(j\omega)|$ est petit, d'où l'inégalité approximative :

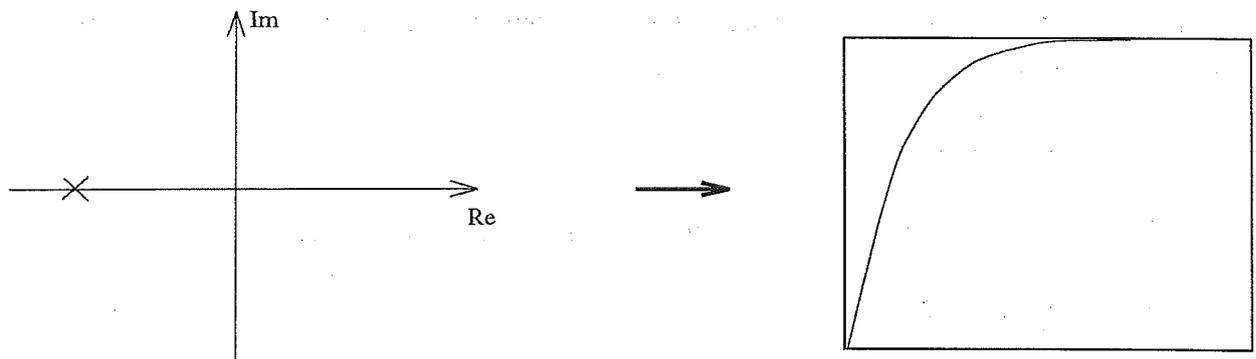
$$|L(j\omega)| \leq \frac{1}{|l(j\omega)|} \quad \text{Pour } \omega \geq \omega_2 \quad (\text{B.20})$$

On peut alors tracer un « gabarit » performance-robustesse à respecter pour $L(j\omega)$ (cf. figure B.7).

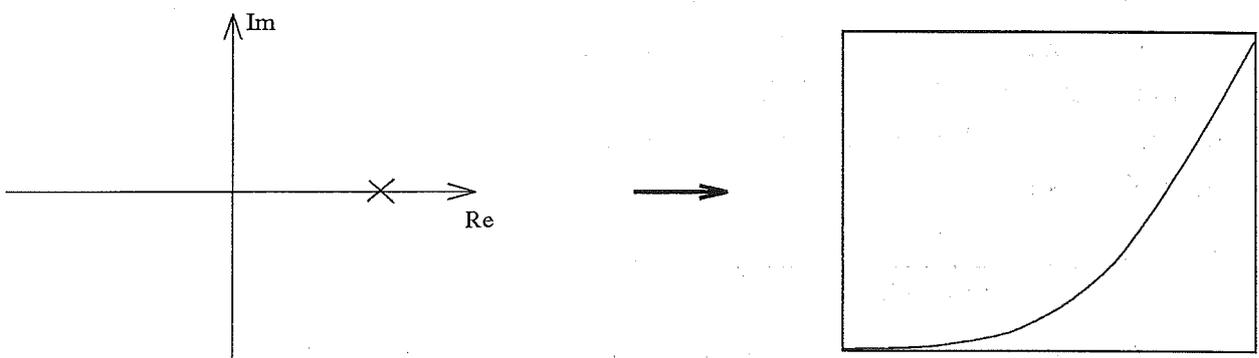
Il est clair que l'exigence des performances ($|K.G|$ grand) s'oppose à l'exigence de robustesse ($|K.G|$ petit). On ne peut exiger des performances élevées à des fréquences où l'imprécision sur le processus à piloter est grande.

Il faudra aussi vérifier que les actionneurs ne soient pas saturés, que les bruits des capteurs ne se transmettent pas trop sur les commandes.

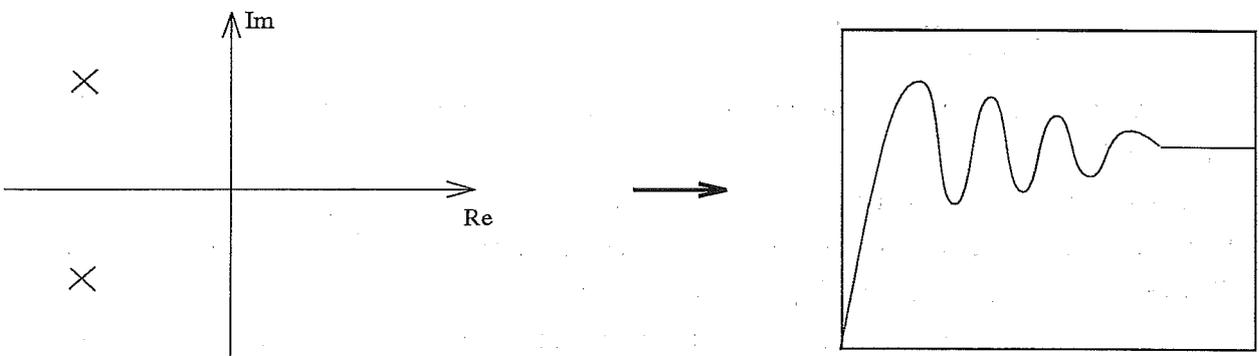
Il n'existe pas de méthode générale qui prennent facilement en compte simultanément tous ces objectifs. Il conviendra au concepteur de négocier les compromis en présence, en utilisant l'une ou l'autre de ces méthodes.



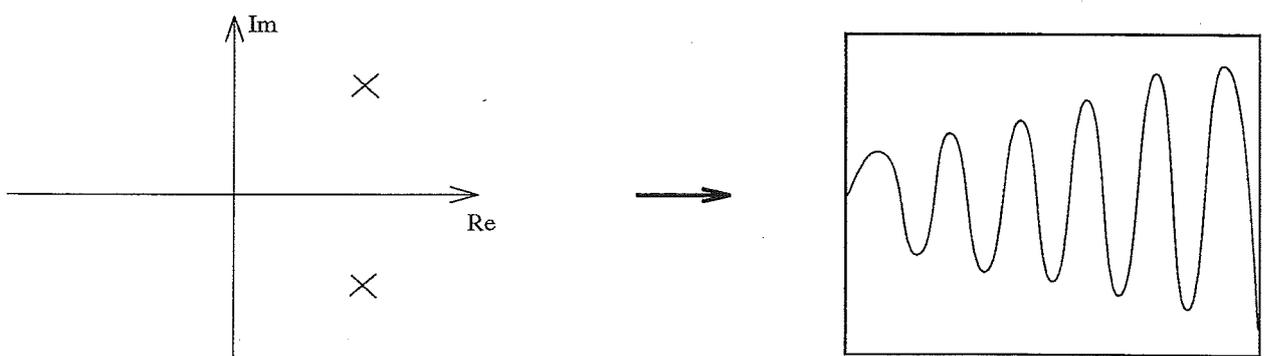
Cas a : un pôle réel à partie réelle négative



Cas b : un pôle réel à partie réelle positive



Cas c : deux pôles conjugués à partie réelle négative



Cas d : deux pôles conjugués à partie réelle positive

Fig. B.2 – Allure de la réponse indicielle en fonction du lieu des pôles

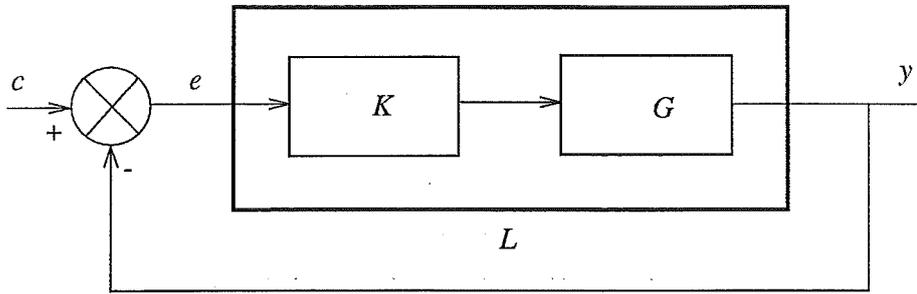


Fig. B.3 – Système élémentaire en boucle fermée

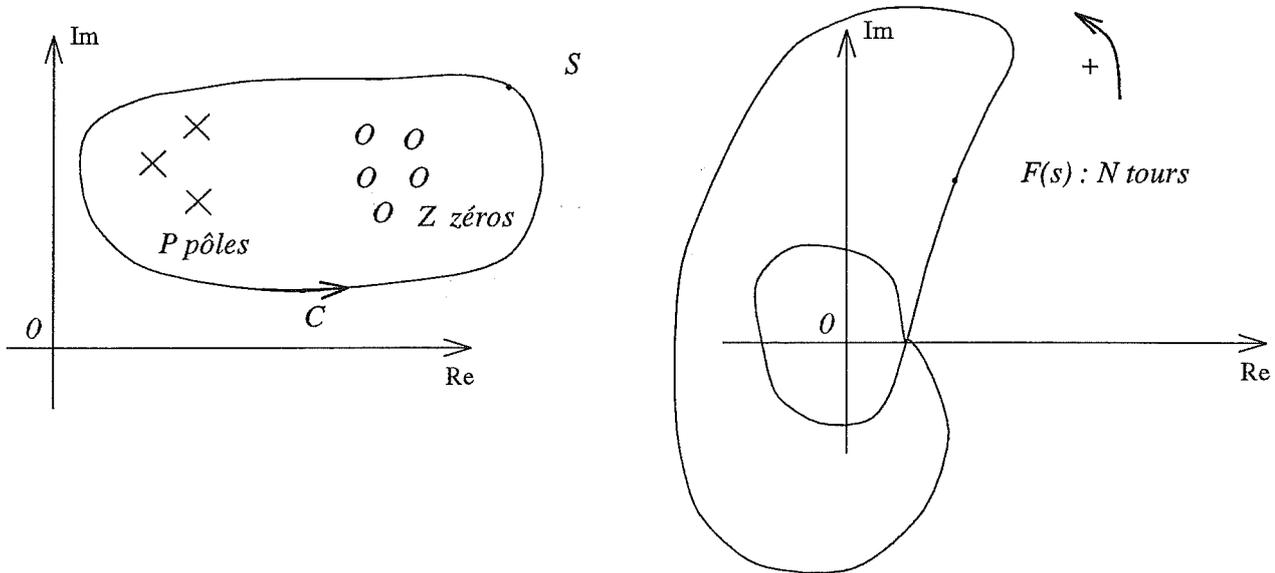


Fig. B.4 – Théorème de Cauchy

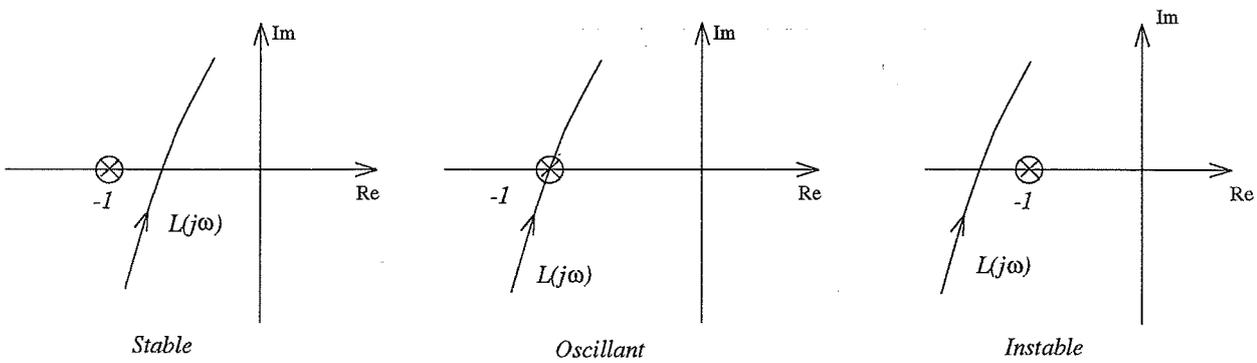


Fig. B.5 – Critère du revers

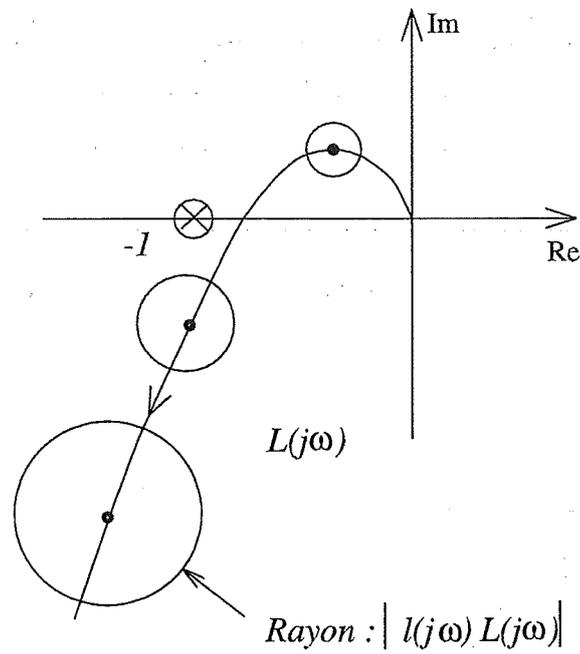


Fig. B.6 – Incertitudes sur $L(j\omega)$

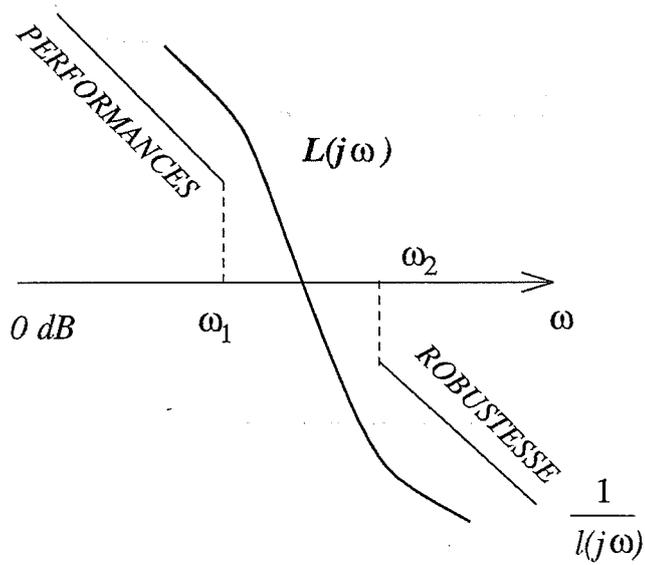


Fig. B.7 – Gabarit performance-robustesse

...the ... of ...

Annexe C

Lieu d'Evans

Référence bibliographique : [92].

Nous avons vu au chapitre 4, la présentation du lieu d'Evans comme outil d'analyse temporel d'un processus. L'étude de la stabilité du système en boucle fermée peut être aussi analysé par le tracé du lieu d'Evans. Nous complétons la présentation initiale par l'énoncé des relations de définition et l'interprétation géométrique du lieu.

C.1 Relations de définition

Le lieu d'Evans est le lieu géométrique décrit par les racines de l'équation caractéristique lorsque le coefficient K_p varie de zéro à l'infini. L'équation caractéristique est le dénominateur de la fonction de transfert en boucle fermée $F(s)$. K_p est le gain du régulateur. L'expression de $F(s)$ est :

$$F(s) = \frac{T(s)}{1 + T(s)} \quad (\text{C.1})$$

avec

$$T(s) = K_p \frac{\prod_{i=1}^m (s - z_i)}{\prod_{j=1}^n (s - p_j)} \quad (\text{C.2})$$

Un point M du plan de Laplace appartient au lieu si et seulement si son affixe $s = \sigma + j\omega$ est solution de l'équation caractéristique :

$$1 + T(s) = 0 \quad (\text{C.3})$$

Soit

$$\frac{\prod_{i=1}^m (s - z_i)}{\prod_{j=1}^n (s - p_j)} = -\frac{1}{K_p} \quad (\text{C.4})$$

Cette équation complexe est vérifiée, si les deux conditions suivantes sont satisfaites.

C.1.1 Condition des arguments

Elle constitue une condition nécessaire et suffisante permettant de définir l'appartenance d'un point du plan au lieu d'Evans. Elle s'exprime par :

$$\sum_{i=1}^m (s - z_i) - \sum_{j=1}^n (s - p_j) = \begin{cases} \pi(2\lambda + 1) & \text{si } K_p \geq 0, \\ \lambda\pi & \text{si } K_p < 0. \end{cases} \quad (\text{C.5})$$

C.1.2 Condition des modules

Elle permet le calcul de K_p en tout point du lieu ; elle n'a aucune influence sur la forme du lieu. Son expression est :

$$|K_p| = \frac{\prod_{j=1}^n |s - p_j|}{\prod_{i=1}^m |s - z_i|} \quad (\text{C.6})$$

C.2 Interprétation géométrique

Soient Z_i et P_j les affixes des zéros et des pôles de $T(s)$ (cf. figure C.1). Un point M du plan appartient au lieu s'il vérifie les équations vectorielles suivantes :

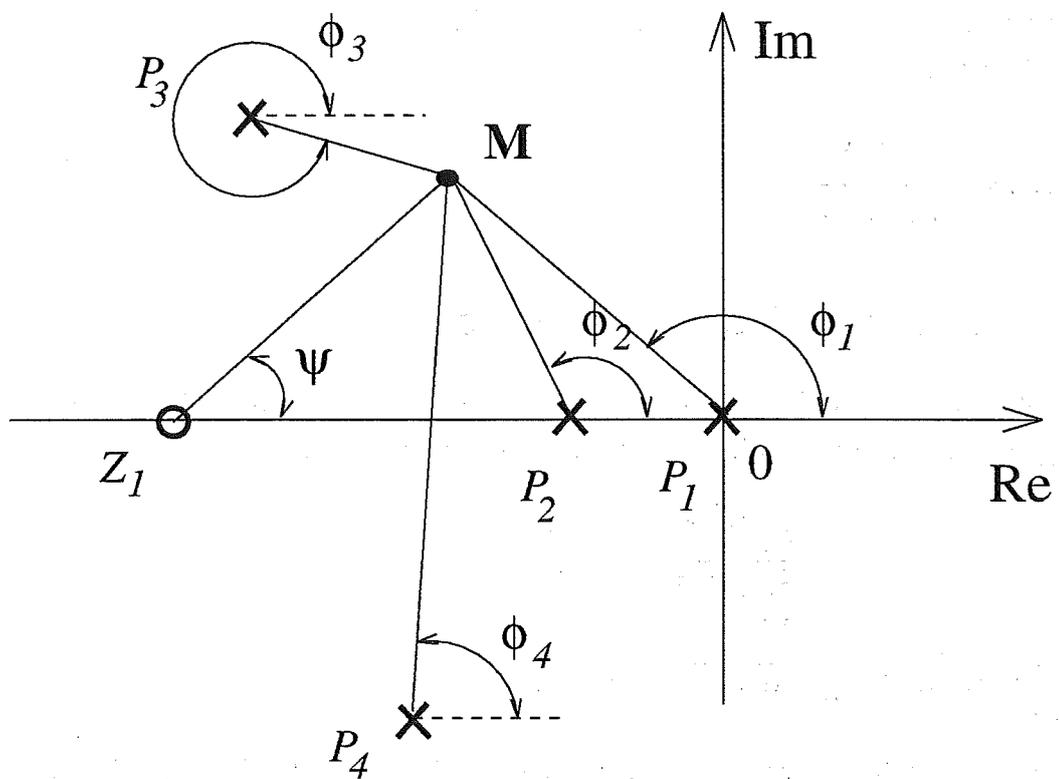
$$\frac{\prod_{i=1}^m \|\vec{Z_i M}\|}{\prod_{j=1}^n \|\vec{P_j M}\|} = \frac{1}{K_p} \quad (\text{C.7})$$

$$\sum_{i=1}^m (\widehat{Re, \vec{Z_i M}}) - \sum_{j=1}^n (\widehat{Re, \vec{P_j M}}) = \pi(2\lambda + 1) \quad (\text{C.8})$$

Dans le cas particulier de la figure C.1, aisément généralisable, les deux relations précédentes deviennent :

$$\psi - (\phi_1 + \phi_2 + \phi_3 + \phi_4) = \pi(2\lambda + 1) \quad \text{condition des arguments} \quad (\text{C.9})$$

$$\frac{|P_1 M| \cdot |P_2 M| \cdot |P_3 M| \cdot |P_4 M|}{|Z_1 M|} = K_p \quad \text{condition des modules} \quad (\text{C.10})$$

Fig. C.1 – *Interprétation géométrique du lieu d'Evans*

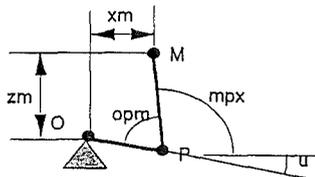


Annexe D

Fiche de calcul d'un ressort

D.1 Fiche de calcul d'un ressort

xm	35
op	45
uo	-36
pm	76.46
dz	50



K1	
e	230
a	45
vo	119.7
kopt	0.50136
lo	155.4
Σe²	8.0

kz	.1	daN/mm
Pzmoy	75	daN

h	76.5
---	------

	om	zm	mop	opm	mpx	u	v	δu/δz	L	δL/δv	δL/δz	Pz	Fr néce	Fobt	Pz obt	e²
0	61.0	50	91.0	52.9	91.1	-36.0	119.7	0.0278	255.3	35.21	-0.98	100.0	51.0	50.1	98.2	3.1
2.5	63.1	52.5	88.4	55.6	92.3	-32.1	115.8	0.0269	252.8	36.86	-0.99	97.5	49.1	48.9	97.0	0.3
5	65.2	55	85.8	58.2	93.5	-28.3	112.0	0.0261	250.3	38.34	-1.00	95.0	47.5	47.6	95.2	0.1
7.5	67.3	57.5	83.3	61.0	94.4	-24.6	108.3	0.0253	247.8	39.65	-1.00	92.5	46.0	46.4	93.2	0.5
10	69.5	60	80.8	63.7	95.3	-21.0	104.7	0.0247	245.3	40.80	-1.01	90.0	44.7	45.1	90.8	0.7
12.5	71.6	62.5	78.3	66.5	95.9	-17.5	101.2	0.0241	242.8	41.81	-1.01	87.5	43.4	43.8	88.3	0.7
15	73.8	65	75.8	69.4	96.5	-14.1	97.8	0.0236	240.3	42.67	-1.01	85.0	42.2	42.6	85.7	0.5
17.5	76.0	67.5	73.4	72.3	96.9	-10.8	94.5	0.0232	237.8	43.40	-1.00	82.5	41.1	41.3	83.0	0.3
20	78.3	70	70.9	75.3	97.2	-7.5	91.2	0.0228	235.3	43.98	-1.00	80.0	39.9	40.1	80.3	0.1
22.5	80.5	72.5	68.5	78.3	97.4	-4.2	87.9	0.0225	232.8	44.44	-1.00	77.5	38.8	38.8	77.6	0.0
25	82.8	75	66.0	81.5	97.5	-1.0	84.7	0.0223	230.3	44.78	-1.00	75.0	37.6	37.6	74.9	0.0
27.5	85.0	77.5	63.5	84.7	97.5	2.2	81.5	0.0221	227.8	44.95	-0.99	72.5	36.4	36.3	72.2	0.1
30	87.3	80	61.1	87.9	97.4	5.3	78.4	0.0221	225.3	45.00	-0.99	70.0	35.3	35.1	69.6	0.2
32.5	89.6	82.5	58.5	91.3	97.1	8.5	75.2	0.0221	222.8	44.92	-0.99	67.5	34.1	33.8	67.0	0.2
35	91.9	85	56.0	94.8	96.8	11.6	72.1	0.0221	220.3	44.69	-0.99	65.0	32.8	32.6	64.5	0.3
37.5	94.2	87.5	53.4	98.4	96.4	14.8	68.9	0.0223	217.9	44.31	-0.99	62.5	31.6	31.3	62.0	0.2
40	96.6	90	50.7	102.2	95.8	18.0	65.7	0.0226	215.4	43.78	-0.99	60.0	30.3	30.1	59.6	0.2
42.5	98.9	92.5	48.0	106.1	95.2	21.3	62.4	0.0230	212.9	43.08	-0.99	57.5	29.0	28.9	57.3	0.1
45	101.2	95	45.1	110.2	94.4	24.6	59.1	0.0236	210.4	42.18	-1.00	55.0	27.6	27.6	55.0	0.0
47.5	103.6	97.5	42.2	114.6	93.5	28.1	55.6	0.0244	207.9	41.08	-1.00	52.5	26.2	26.4	52.8	0.1
50	105.9	100	39.1	119.2	92.5	31.6	52.1	0.0254	205.4	39.73	-1.01	50.0	24.7	25.1	50.7	0.5

Δu°
67.6

ΔL
49.89
mm

moy
-1.00
std
0.8%

D.2 Choix du ressort

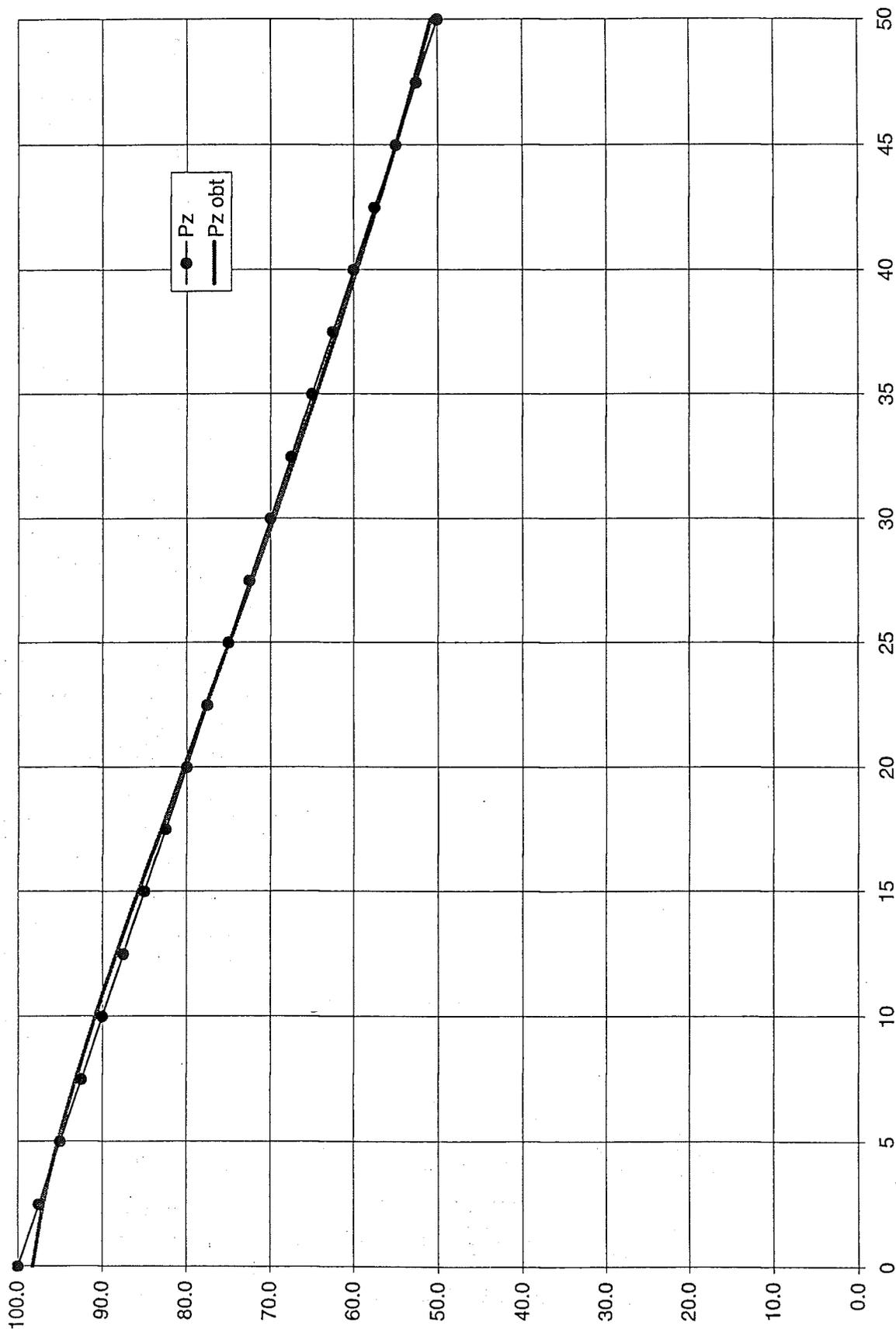
nb ressort	2	
k	0.501	daN/mm
l (F=0)	155.4	mm
d	3.5	mm
Dm	22.7	mm
De	26.2	mm
n	25.5	spires
G	8000	daN/mm ²
Dm/d	6.5	>4 Ok
L corps	92.8	mm
L boucles	78.6	=3.46.Dm
ρ	7.8	g/cm ³
masse	147.9	g

Lg mm	F daN	τ daN/mm ²
255.3	50.1	67.7
205.4	25.1	33.9
171.3	Q=8.0	10.8

40%

tableau de recherche de ressort pour une matière type XC85k

	d départ	par pas de	0.10 mm	coef s = 0.95			et pour une tension initiale à 50% du maxi						
d	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4
τ max	90.0	89.4	88.8	88.3	87.8	87.2	86.7	86.2	85.8	85.3	84.8	84.4	83.9
Dm	23.1	25.1	27.3	29.6	32.0	34.6	37.2	40.0	43.0	46.0	49.2	52.5	56.0
Dm/d	7.2	7.6	8.0	8.5	8.9	9.3	9.8	10.3	10.7	11.2	11.7	12.2	12.7
nb spires	17.0	14.9	13.1	11.5	10.2	9.0	8.0	7.2	6.4	5.8	5.2	4.7	4.3
τ i	12.3	11.8	11.4	11.0	10.5	10.1	9.7	9.3	8.9	8.5	8.1	7.8	7.4
Q	6.8	6.6	6.4	6.2	6.0	5.8	5.6	5.4	5.2	5.0	4.8	4.6	4.4
li	169.0	168.6	168.2	167.8	167.3	166.9	166.5	166.1	165.7	165.3	164.9	164.5	164.2
lboucles	111.4	116.2	120.4	124.0	127.1	129.8	132.1	134.2	136.0	137.5	138.8	140.0	141.0
	4.8xDm	4.6xDm	4.4xDm	4.2xDm	4xDm	3.8xDm	3.5xDm	3.4xDm	3.2xDm	3xDm	2.8xDm	2.7xDm	2.5xDm
masse	89	91	94	97	99	102	105	108	112	115	119	123	127

D.3 Courbes $[F(z), F^*(z)] = f(z)$ 

Annexe E

Caractéristiques techniques des moyens d'essais

Nous allons décrire les moyens d'acquisition et de commande qui constituent les divers éléments du banc d'essai (on se reportera à la figure 6.1).

E.1 Le bâti

Le bâti supporte l'ensemble du dispositif expérimental. Il est constitué d'un socle en béton dont la masse dépasse 2 tonnes. Sa forme « en U », reçoit au centre le dispositif d'excitation. Il est isolé du sol par des plots élastiques. Trois plaques d'aciers recouvrent les faces supérieures du bâti sur lesquelles on peut venir fixer les divers équipements.

E.2 Générateur de vibrations

Un vérin hydraulique, asservi en position, est situé au centre du bâti. Il permet la génération des perturbations appliquées sur le siège. Un groupe hydraulique fournit la puissance au vérin. Une baie de commande électronique comporte un amplificateur PID, une carte de conditionnement du capteur de déplacement du vérin utile pour l'asservissement et une carte 4 seuils pour la gestion des sécurités. La tige du vérin est équipée d'un capteur d'effort. L'ensemble est capable de mettre en mouvement une masse de 100 kg à une amplitude de 5 mm jusqu'à une fréquence de 20 Hz. Le vérin est en mesure de reproduire les mouvements verticaux d'un plancher véhicule. Les caractéristiques des divers éléments sont :

- Vérin HIFL-S A8-60 à paliers hydrostatiques (QUIRI) :
 - Force dynamique = 1230 daN (à 210 bars) ;
 - Diamètre de la tige = 50 mm ;
 - Course = ± 30 mm ;
 - Accumulateur BP ($V = 0.2$ l, $P_{gonflage} = 37$ bars) ;

- Accumulateur HP ($V = 0.2$ l, $P_{gonflage} = 122$ bars).
- Servo-valve DOWTY 4551 3DN 10:
 - Débit nominal = 38 l/min sous 70 bars.
- Groupe hydraulique motopulseur (AHP):
 - Puissance hydraulique = 7.2 kW.
 - Débit nominal = 24 l/min.
 - Pression nominal = 180 bar.
- Bloc de sécurité BS10 avec électrovanne d'isolement montée en sandwich sous la servo-valve (QUIRI);
- Rack électronique 19" 3U avec fond de panier (QUIRI) qui comprend:
 - Une alimentation stabilisée ± 15 V ;
 - Une carte amplificateur servo-valve avec correcteur PID ;
 - Un conditionneur pour capteur déplacement LVDT (dans la tige du vérin);
 - Une carte à 4 seuils réglables.

E.3 Chaîne d'acquisition et de commande

Le matériel utilisé est une baie d'acquisition HP35650 (Paragon). C'est un analyseur spectral qui permet :

- L'acquisition de signaux temporels ;
- Le calcul de réponses en fréquence et de spectres ;
- Le pilotage d'une sortie analogique ± 10 V pour générer la consigne de position du vérin.

La baie HP35650 est piloté depuis un PC via une liaison GPIB (protocole IEEE 488) et le logiciel HP3567A. Les données sont directement récupérées dans la mémoire du PC. Les divers modules constituant la baie sont :

- Un module d'entrée 8 voies (± 10 V) HP38651, $F_{max} = 102$ kHz, avec filtres anti-repliements ;
- Un module processeur HP35654A avec liaison GPIB vers le PC ;
- Un module source (± 10 V) HP35655A ;
- Un module DAC programmable HP35656B (± 10 V).

E.4 Capteurs et conditionneurs

L'instrumentation complète du banc permet la mesure de toutes les grandeurs utiles à la caractérisation dynamique du prototype (cf. schéma de la figure 6.1). Les capteurs et l'électronique de conditionnement utilisés sont :

- Deux accéléromètres [Acc_2 et Acc_3] piezo-résistifs ICS à sortie haut niveau qui mesurent la composante continue. $EM = \pm 5$ g, bande-passante 0 – 500 Hz, sensibilité = 400 mV/g ;
- Un accéléromètre [Acc_1] piezo-résistif ICS à sortie haut niveau qui mesure la composante continue. $EM = \pm 20$ g, bande-passante 0 – 1 kHz, sensibilité = 100 mV/g ;
- Trois conditionneurs MC 502 FGP, format Europe pour accéléromètres piezo-résistifs. Alimentation ± 15 V, sortie ± 10 V, gain réglable de 1 à 1000 ;
- Un capteur de déplacement [$Débat$] type LVDT, PMI M12 – 20. $EM = \pm 20$ mm, sensibilité = 21.2 mV/V/mm. ;
- Un conditionneur pour capteur LVDT, SCHAEVITZ ATA – 101 ;
- Un capteur de force [$Effort$] à cellule plate, FGP FN3100, à jauges de contraintes. $EM = \pm 1000$ daN, sensibilité = 1.5mV/V ;
- Un conditionneur pour capteur de force FGP MC 402, format Europe. Alimentation ± 15 V, sortie ± 10 V, gain réglable de 10 à 1000 ;
- Une dynamo tachymétrique en bout d'arbre du moteur électrique donnant directement la vitesse relative de la suspension [V_{rel}] ;
- Un capteur de déplacement [$Dép\ tige\ vérin$] type LVDT, qui donne l'amplitude de la perturbation appliquée ;
- Une cupule accélérométrique tri-axes B&K 4322, pour mesurer l'accélération à l'interface assise-passager. Type piezo-électrique, sensibilité verticale = 0.990 pC/ms² ;
- Un amplificateur de charge pour la cupule, modèle B&K 2635.

Les signaux mesurés dans la carte de commande sont :

- Le courant dans l'induit du moteur $i(t)$;
- La consigne à l'entrée de l'amplificateur courant $C_i(t)$;
- La vitesse absolue de l'embase du siège, sortie du filtre intégrateur.

Handwritten text, possibly a signature or name, located in the upper right quadrant of the page.

Handwritten text, possibly a date or a small note, located in the middle right area of the page.